

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

**Konstrukční návrh důlního vozíku s oboustranným ručním
vyklápěním**

Design of Side-tipping Mine Car with Two-sided Manual Tilt

Student

Bc. Tomáš Damek

Vedoucí diplomové práce

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Damek**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Konstrukční návrh důlního vozíku s oboustranným ručním vyklápěním**
Design of Side-tipping Mine Car with Two-sided Manual Tilt
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce zpracujte stručnou rešerši dané problematiky zaměřenou na konstrukční podmínky a další požadované vlastnosti výklopného vozíku. Zpracujte analýzu sil při převozu a vyklápění, vyhodnoťte danou situaci vzhledem k bezpečnosti provozu, stabilitě a konstrukčním parametrům. Navrhněte jednotlivá konstrukční řešení a rozeberte jejich výhody a nevýhody. Návrhy podložte potřebnými výpočty a analýzami. Bližší specifikace provozních podmínek a dalších relevantních parametrů určí zadavatel – Strojferr s.r.o.

Seznam doporučené odborné literatury:

ZAJAC, O. at al. *Hlbinné dobývacie stroje a dopravné zariadenia*. Vydavateľ. ALFA, Bratislava. 1991. 428 s. ISBN-80-05-00713-2
JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.
Odborná literatura včetně norem a vyhlášek.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci, včetně příloh, vypracoval samostatně, pod odborným dohledem vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu

V Ostravě

.....
Bc. Tomáš Damek

Prohlašuji, že

- jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu,
- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo,
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

Podpis

Jméno a příjmení autora práce

Bc. Tomáš Damek

Adresa trvalého pobytu

Revoluční 309

Frýdek-Místek

738 01

Anotace diplomové práce

DAMEK, T. *Konstrukční návrh oboustranně výklopného důlního vozíku*: Diplomová práce, Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2015, 62 s. Vedoucí práce: Fries, J.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem oboustranně výklopného důlního vozíků, a to včetně konstrukce výklopného mechanismu, který umožňuje plné vyklopení korby i při ztížených provozních podmínkách. Dílčí součástí práce je také návrh vodícího a pojistného mechanismu odvalování, který výrazně zlepšuje manipulaci a bezpečnosti při převážení.

Úvodní práce je věnován obecné rešerši na téma převážení sypkých materiálů a ergonomickým parametrům vhodných pro manipulaci ve stísněných prostorech. Samotná konstrukce je rozepsána do jednotlivých kapitol, které obsahují jak výpočtové zprávy, tak i podrobnou úvahu nad konstrukčním návrhem. Správnost návrhů je podložena zjednodušenými numerickými výpočty, které jsou na závěr ověřeny pomocí Metody konečných prvků. Příloha obsahuje technickou dokumentaci vozíku včetně jednotlivých výrobních výkresů.

Klíčová slova: oboustranně výklopný vozík, ruční vyklápění, doprava sypkého materiálu

Annotation of the diploma thesis

DAMEK, T. *Konstrukční návrh oboustranně výklopného důlního vozíku*: Diplomová práce, Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2015, 62 s. Vedoucí práce: Fries, J.

This thesis deals with design of the side-tipping mine cart, including the design of a tilt mechanism that enables full body dump under the bad operating conditions. Sub-part of this work is draft of guiding and locking mechanism that dramatically improves manipulation and safety during transportation. The first part of the thesis includes brief characteristics of the bulk materials and ergonomic parameters. The construction part itself is describe into the chapters, which contain calculation and description of each part. Calculation are supported by FEM analysis. All the design documentation is hiding in the appendices.

Keywords: side-tipping mine cart, manual dump, transport of bulk material

Poděkování

Tímto děkuji vedoucímu mé diplomové práce panu doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. a kolektivu firmy Strojferr s.r.o za cenné rady a věcné připomínky, které mi věnovali při vypracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat rodičům za obrovskou podporu v průběhu celého mého studia.

Obsah

Seznam použitých symbolů a značek	9
1 Úvod	
2 Mechanické vlastnosti sypkého materiálu.....	13
2.1 Soudržnost sypkých hmot	16
3 Ergonomie	17
3.1 Ergonomické hodnocení pracovního místa.....	18
4 Pojistné mechanismy vhodné pro samovyklápěcí systémy.....	20
4.1 Šoupátko	20
4.2 Deska.....	20
4.3 Kameny	21
5 Mechanismy odvalování samovýsypných vozů	22
5.1 Klasický	22
5.2 Obrácený	23
6 Experimentální stanovení síly	24
6.1 Měření síly pro úhlem 45°	25
6.2 Měření síly pro úhlem 90°	26
7 Dynamika výklopu vozíku	28
7.1 Stanovení minimální síla nutná k vyklopení korby	29
8 Kontrola průběhu vysypávání	30
8.1 Kontrola manipulace pro snížený objem	31
8.2 Kontrola manipulace při asymetrickém nasypání.....	32
8.3 Kontrola korby vozíku na prokluz	33
9 Konstrukční řešení výklopného vozíku.....	34
9.1 Kolo.....	35
9.1.1 Volba průměru kola.....	36
9.2 Návrh ložisek kola	37
9.2.1 Stanovení zátěže ložiska.....	38

9.2.2	Výpočet reakcí v nosném profilu	39
9.2.3	Vypočet reakcí v ložiscích	40
9.2.4	Návrh ložisek.....	41
9.3	Náprava	42
9.3.1	Statická kontrola nápravy	43
9.3.2	Dynamická kontrola nápravy	44
9.4	Nárazník.....	46
9.5	Korba.....	47
9.6	Kontrola koutového svaru.....	48
9.7	Mechanismus odvalování.....	50
9.7.1	Výpočet poloměru obruče	51
9.7.2	Stanovení trajektorie pohybu	52
9.8	Pojistný mechanismus.....	53
9.8.1	Kontrola namáhání výpalku	54
9.9	Výpočet síly nutné k odjištění mechanismu	56
10	Pevnostní kontrola MKP	57
10.1	Kontrola korby vozíku	57
10.2	Kontrola podvozku vozíku.....	60
11	Závěr	
12	Seznam použité literaturu.....	62

Seznam použitých symbolů a značek

Symbol	Význam	Jednotka
σ_{CO}^*	Reálná mez únavy	<i>Mpa</i>
D_{Kolo}	Průměr kola	<i>mm</i>
$F_{Odjištění}$	Síla odjištění	<i>N</i>
$F_{Výpalek}$	Síla působící na výpalek	<i>N</i>
F_p	Síla pracovníka	<i>N</i>
K_{max}	Únosnost kola	<i>kg</i>
L_{R_1}	Rozteč mezi ložisky	<i>mm</i>
L_{R_2}	Vzdálenost od působíště tíhy	<i>mm</i>
L_{Od}	Vzdálenost působíště pracovní síly	<i>mm</i>
$L_{Výpalek}$	Vzdálenost působíště pracovní síly	<i>mm</i>
L_p	Páka pracovníka	<i>mm</i>
L_s	Vzdálenost od středu nápravy	<i>mm</i>
$M_{Obruč}$	Ohybový moment	<i>Nmm</i>
$M_{Výpalek}$	Moment ohybu výpalku	<i>Nmm</i>
R_A	Reakce nápravy	<i>N</i>
R_B	Reakce nápravy	<i>N</i>
$R_{Obruč}$	Tíhová reakce hrazdy	<i>N</i>
R_{a1}	Reakce ložiska	<i>N</i>
R_{a2}	Reakce ložiska	<i>N</i>
R_e	Mez kluzu	<i>Mpa</i>
R_m	Mez pevnosti	<i>Mpa</i>
$S_{Obruč}$	Sklopená plocha svaru	<i>mm²</i>
$T_{Rám}$	Tření rámu	<i>N</i>
$T_{Výpalek}$	Třecí síla na výpalku	<i>N</i>
$V_{0,8}$	Objem korby	<i>m³</i>
$W_{Obruč}$	Ohybový modul	<i>mm³</i>
$W_{Výpalek}$	Modul ohybu výpalku	<i>mm³</i>
b_{Kolo}	Šířka kola	<i>mm</i>

$f_{Obruč/Rám}$	Součinitel tření	—
f_n	Součinitel otáček kola	—
$k_{Dynamická}$	Dynamická bezpečnost hřídele	—
k_{kolo}	Součinitel zatížení kola	mm
$k_{obruč}$	Bezpečnost svaru	—
l_{Dorazy}	Rozteč dorazů	mm
l_G	Vzdálenost od těžiště	mm
$l_{Obruč}$	Vzdálenost	mm
l_{Od}	Vzdálenost působíště třecí síly	mm
$l_{Výpalek}$	Vzdálenost působíště	mm
$m_{0,15}$	Hmotnost při 15% zaplnění	kg
m_{Asym}	Hmotnost při asymetrickém nasypání	kg
m_{Celkem}	Celková hmotnost	kg
m_{Korba}	Hmotnost korby	kg
$m_{Materiál}$	Hmotnost materiálu	kg
m_{max}	Maximální hmotnost	kg
o_{Kolo}	Obvod kola	mm
$o_{obruč}$	Obvod obruče	mm
$r_{Obruč}$	Poloměr obruče	mm
$r_{obruč}$	Poloměr dorazů	mm
$v_{Vozík}$	Rychlost vozíku	m/s
γ_s	Sypná tíha	N/m ³
$\mu_{Ocel/Ocel}$	Součinitel tření ocel/ocel	—
$\xi_{Ocel/Ocel}$	Rameno valivého odporu	m
ρ_s	Sypná hmotnost	kg/m ³
σ_{CO}	Základní mez únavy	Mpa
σ_{Dno}	Tlak na dno korby	Mpa
$\sigma_{Obruč}$	Namáhání obruče	Mpa
σ_{Red}	Redukované napětí	Mpa
ψ_s	Dynamický sypný úhel	°
h	Hladina tlaku	m

C	Dynamická únosnost ložiska	N
G	Tíha	N
L	Životnost ložiska	ot
a	Charakteristický rozměr svaru	mm
e	Excentricita těžiště	mm
g	Gravitační zrychlení	m/s
n	Otáčky kola	ot/min
p	Součinitel zatížení ložiska	—
t	Parametr rovnice	$^{\circ}$
x	Souřadnice	—
y	Souřadnice	—
β	Převodový součinitel	—
β	Součinitel vrubu	—
ε	Součinitel velikosti	—
η	Součinitel drsnosti povrchu	—
φ	Sypný úhel	$^{\circ}$

1 Úvod

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem důlního vozíku sloužícího k přepravě sypkého materiálu. Primárním požadavkem je navrhnutí jednoduchého výklopného mechanismu, který umožní vyklápění převáženého materiálu do obou stran a současně zajistí bezpečný převoz v rámci důlní dopravy. Konstrukční parametry, které jsou nezbytné k zhotovení plynou z požadavkového listu umístěného v kapitole 9. Zbylé parametry volím dle výkresové dokumentace k předešlým důlním vozíkům firmy Strojferr s.r.o.

Dílčí cíle diplomové práce

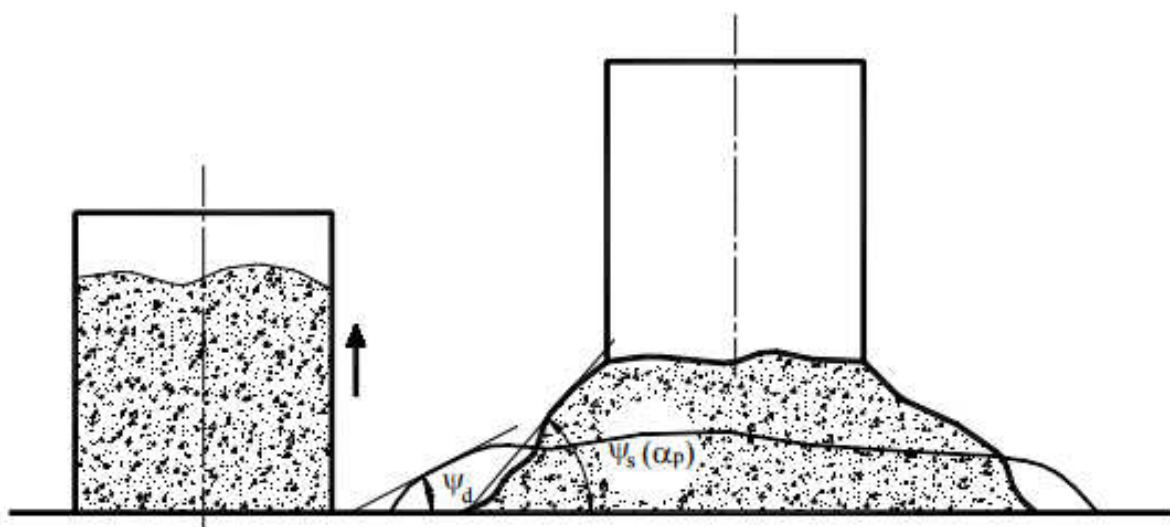
- Navrhnout a zvolit vhodný bezpečnostní mechanismus bránící nechtěnému výklopu při převážení materiálu
- Navrhnout výklopný mechanismus
- Vhodně uzpůsobit systém odvalování pro co nejbezpečnější pohyb
- Vhodně upravit konstrukci podvozku tak, aby nedocházelo k výsypu materiálu do oblasti podvozku vozíku
- Navrhnu vhodný tvar a rozměry korby tak aby byl zajištěn úplný výsyp materiálu i při špatných provozních podmínkách
- Dle ergonomických doporučení zhotovit úchyty pro snazší manipulaci s vozíkem
- Zpracovat požadovanou výpočtovou zprávu a technickou dokumentaci důlního vozíku

2 Mechanické vlastnosti sypkého materiálu

V technické praxi se všechny přepravované materiály podrobují dokladnému zkoumání. Vlastnosti jednotlivých prvků markantně ovlivňují chování materiálu při přepravě a to jak chování celé masy, tak i chování jednotlivých zrn. Zkoumají a zaznamenávají se především tyto vlastnosti

- **Zrnitost** jedná se o granulometrické složení materiálu. Výsledkem této zkoušky je průměrný rozměr zrna. Zkouška se provádí nejčastěji pomocí soustavy sít na principu průchodu zrn jednotlivými oky a selekci nadměrných zrn pomocí odstředivých sil. Výsledek je síťový diagram, ze kterého můžeme jednoduše vyčíst procentuální podíly jednotlivých průměrů zrn zkoumaného materiálu.
- **Vlhkost** zastupuje procento vody ve vzorku odebraného materiálu. Kromě této vlhkosti rozlišujeme také nasákavost, kterou můžeme definovat jako schopnost zrna materiálu pojmout vodu. Na základě tohoto faktu můžeme vodu při přepravě dělit do 3 skupin
 - **Voda přimíšená**, která se dá jednoduše mechanicky oddělit. Tvoří jakousi horní vrstvu převáženého objemu
 - **Hrubá voda** je voda, která se po odstranění přimíšené vody volně odpaří do vzduchu.
 - **Zbylá voda** je kapilárně vázána a pro její odstranění je nutno využít doplňkových metod jako například sušení
- **Hmotnost** materiálu je základní fyzikální vlastnost. Primárně svou tíhou ovlivňuje namáhání ocelové konstrukce strojů. Dále se pak významně podílí na stabilitě a manipulačních možnostech jednotlivých strojů. Důležité je zmínit že při přepravě musíme rozlišovat hmotnosti jednotlivých materiálů dle jejich umístění a zpracování. Obecně lze tvrdit, že neopracovaný, čerstvě vytěžený materiál dosahuje naprosto jiných hmotností, než materiál na konci těžebního procesu. Tento úbytek můžeme pozorovat jak změnu dílčích hmotností.
- **Měrná hmotnost** je to hmotnost jednoho metru čtverečního materiálu, při referenčních podmínkách. Materiál se nejdříve namele na zrna o kusovitosti menší než je 0,125 mm a poté se vysuší na teplotu okolo 105 °C. Tím dojde jak k dokonalému odstranění veškeré kapilárně vázané vody ve vzorku, tak také k naplnění objemové jednotky.

- **Objemová hmotnost** je to vlastnost určující hmotnost materiálu v rostlém stavu. Nepřistupuje se zde k žádným referenčním úpravám. Tento údaj slouží jako nápověda pro správné určení mechanických vlastností materiálu při dopravě v surovém stavu. Materiál tedy obsahuje jak nečistoty, tak i vody a jeho zrna mají různou velikost.
- **Sypná hmotnost** je to hmotnost již rozpojeného, ale na rozdíl od měrné hmotnosti, volně sypaného materiálu. Tento údaj je klíčový například pro určení tíhy materiálu na páse či paletě. Rozdíl, který při této manipulaci vzniká vůči měrné hmotnosti, definuje součinitel nakypření.
- **Přírozený sypný úhel** vzniká, když dochází k volnému vysypávání materiálu na vodorovnou podložku. Při tomto jevu materiál přirozeně zaujímá tvar jehlanu. Kolmý průřez pak odhalí velikost přirozeného sypného uhlu, které můžeme měřit tak jak je patrné z obrázku 2-1.



Obrázek 2-2 Sypné úhly [1]

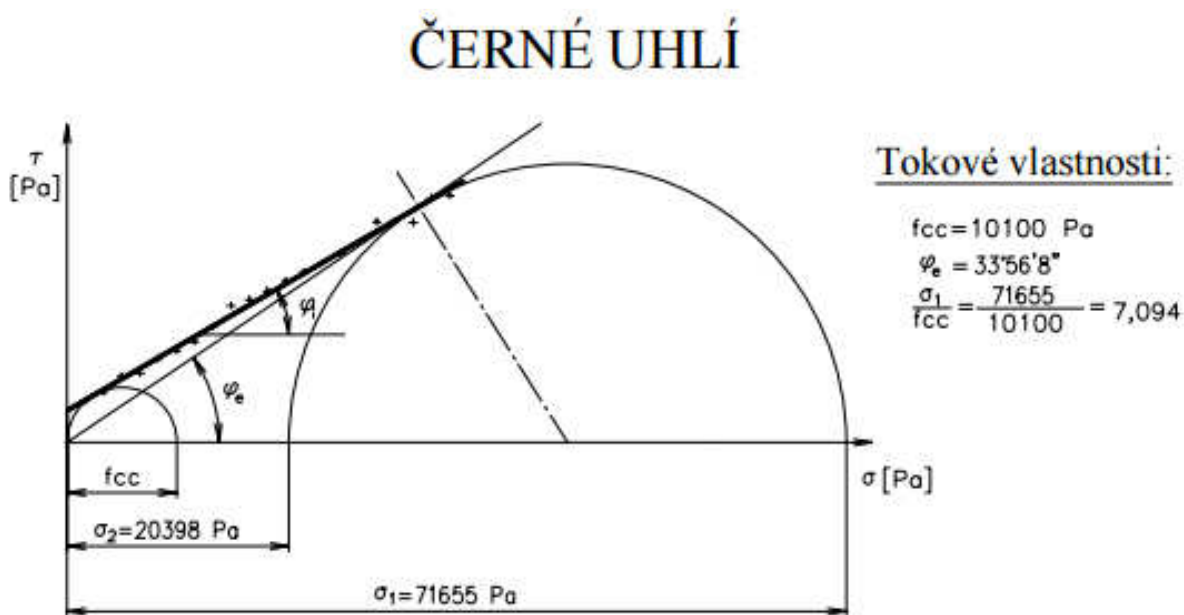
- **Dynamický sypný úhel** je úhel, při kterém dochází k dynamické manipulaci s materiálem. Pokud materiál volně nasypeme na vodorovnou podložku a s tou pak začneme dynamicky kmitat, původní přirozený sypný úhel se vlivem napětí na krajích zborší a vznikne nový, dynamický sypný úhel. Tento úhel je důležitý zejména při dimenzování pásové dopravy.

- **Uhel vnějšího tření** vlivem přímého styku materiálu s přepravním prvkem dochází k mechanické interakci mezi obvodem masy přepravovaného materiálu a konstrukcí dopravního zařízení nebo objemové jednotky, které tento materiál přepravuje. Vnější třecí úhel tedy určuje velikost třecích sil po obvodu masy materiálu. Tento úhel je však pro jednotlivé materiály v různých stavech velice rozdílný. Záleží zde hlavně na zrnitosti, vlhkosti a dalších vlastnostech. Zjišťování tohoto úhlu a následný převod na třecí koeficient, nutný pro stanovení velikosti třecí síly probíhá na nakloněné rovině, které se sklápí. Třecí úhel je stanoven v době kdy se materiál na rovině dá do pohybu. Koeficient tření se blíží hodnotě tangenty naměřeného úhlu.

$$f = \tan \varphi \quad (1)$$

- **Uhel vnitřního tření** Na rozdíl od vnějšího úhlu tření, vnitřní úhel tření je výsledkem interakce jednotlivých zrn materiálu. Vnitřní třecí síly mají vliv na napětí materiálu v jednotlivých vrstvách a dále pak i na mechaniku výklopu materiálu. Jedná se tedy o velice důležitý údaj při dimenzování skluzů, žlabů, zásobníků a jiných výsypných prvků. Měření se provádí na smykových strojích. Výsledkem je graf, zachycující třecí úhly při různých napětích. V praxi by bylo velice drahé otestovat všechno možné materiály a tak se tedy mnohdy přistupuje ke zjednodušené hodnotě, vyplývající z vnějšího úhlu tření.

$$\varphi \cong \tan^{-1}(0,9 \tan \psi_s) \quad (2)$$



Obrázek 2-3 Vnitřní tření [1]

Tabulka 2-1 Přehled sypných úhlů [1]

Materiál	Sypná hmotnost ρ_s [kg.m⁻³]	Dynamický sypný úhel ψ_d [°]	Největší úhel sklonu dopravníku ε_{\max} [°]
Antracit drcený	592 až 672	max. 15	18
Bauxit	1100 až 1400	10 až 15	15
Beton škvárový	1440 až 1600	25	-
Břidlice lámaná	1440 až 1600	10	18
Cement sypaný	1200 až 1400	5	5
Hlína suchá	960 až 1200	20	20
Hlína těžená	1200	20	18
Kámen drcený	1500 až 2100	15	15
Koks	400 až 600	15	17
Lignit	640 až 720	20	18
Obilí	500 až 800	10	12
Písek mokrý	1800 až 2100	10 až 15	15 až 18
Písek suchý	1300 až 1600	10 až 15	12 až 15
Popílek mokrý	750 až 900	15	18
Popílek suchý	500 až 650	10	16
Popílek vysokopeční	1760 až 2000	20	-
Ruda železná	2100 až 3000	15	18
Skrývka	1300 až 1800	12 až 20	12 až 20
Struska drcená	2080 až 2880	15	18
Škvára	1200 až 1500	10 až 15	18
Štěrka říční	1440 až 1600	25	15
Štěrka suchý	1390 až 1440	25	20
Štěrkopísek	1700 až 1950	18	-
Uhlí černé	850 až 1100	15 až 18	18
Uhlí hnědé	700 až 1000	15 až 20	18
Vápenec drcený	1360 až 1440	15	15
Zemina těžená	1120 až 1280	10 až 20	18 až 20
Zemina s jílem, vlhká	1600 až 1760	25	20

2.1 Soudržnost sypkých hmot

Jedná se o nejproblematictější vlastnost sypkých hmot. Díky soudržnosti je sypká hmota schopna přenášet jak smyková a tlaková zatížení ale i zatížení krutem a tahem. Ideální sypké hmoty přenášejí pouze smyk a tlak.

- Soudržné napětí je vlastnost, která udržuje tvar masы sypkého materiálu
- Je způsobena kohezivními vlastnostmi materiálu
- Sypná tíha materiálu je vlastnost, které materiál dosáhne při volném uložení

3 Ergonomie

Při ovládání výklopného mechanismu, spojování či tlačení vozíku musíme brát v potaz omezení tykající se využití lidské síly. Práce v nevyhovujících podmínkách může být po čase velice namáhavá a nepohodlná. Správně zkonstruované zařízení by se tedy mělo opírat o ergometrická doporučení vycházející z odborných studií. Je nutné posoudit jak velikost síly, kterou je pracovník schopen v určité pozici vykonat, tak také frekvenci a umístění jednotlivých obslužných prvků.

Základní pojmy

Základními prvky ergonomie jsou faktory, které se navzájem ovlivňují a jejichž výsledkem je celková ergonomie prostředí

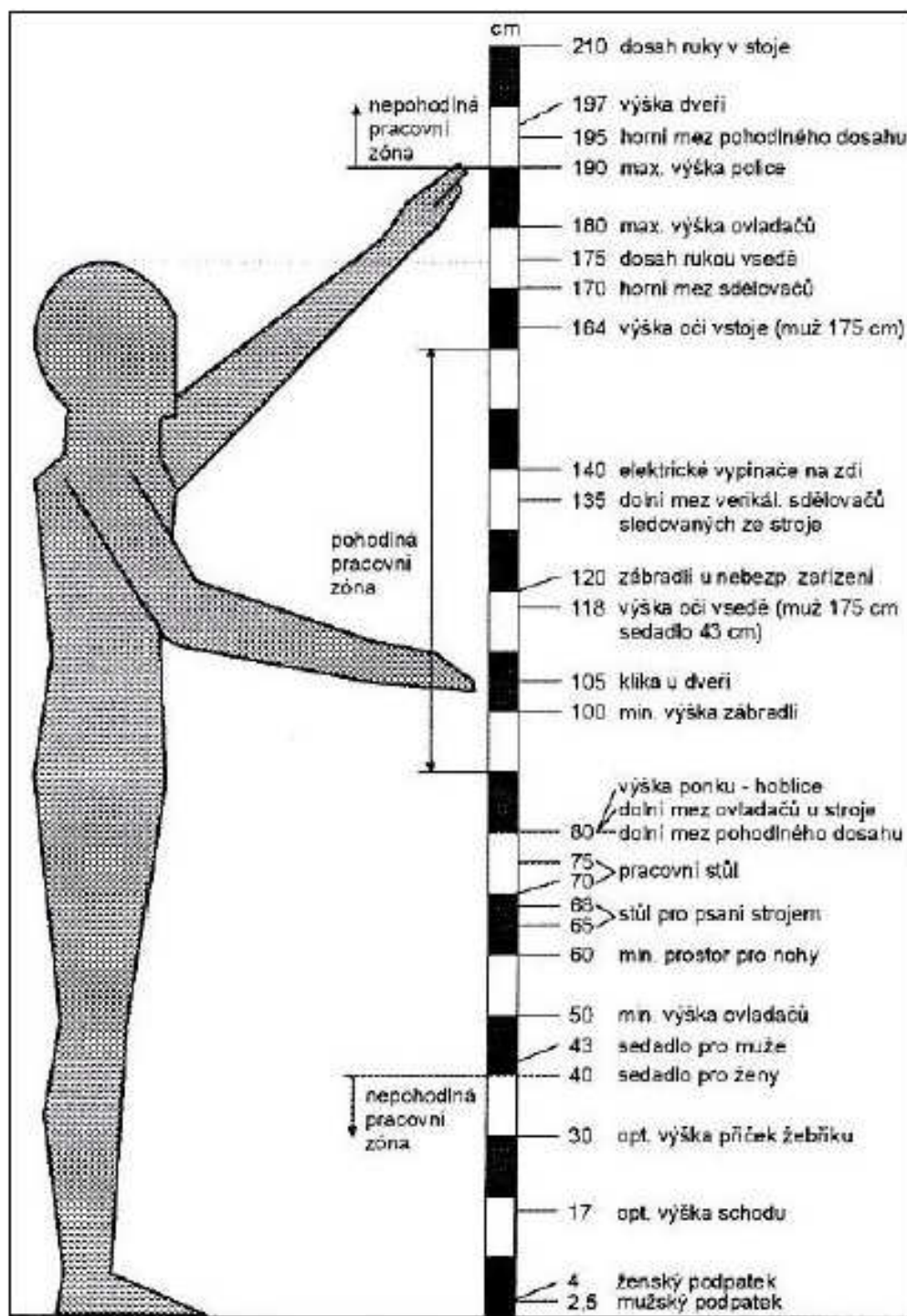
- Ergonomická soustava je složena z osoby a předmětů, se kterými manipuluje v rámci přiděleného prostoru, pracoviště.
- Pracovní zařízení je to souhrn všech možných pracovních nástrojů a přístrojů jako například nábytek či sedačka, ale i běžné technické vybavení.
- Biologicko-chemický faktor je dán jevy jako například prašností či teplotou na pracovišti
- Technický faktor, nároky či požadavky dané technických zpracováním prvků
- Parametry související s optikou a viditelností
- Silové požadavky zařízení, mechanismu
- Lidský faktor, souhrn možností daný typem člověka

Lze tedy uvést následující příklad ergonomického systému.

- Mějme šroub, který je nutné utáhnout a to působením krouticího momentu 250 Nm.
- Pracovníka, který je s pomocí správného nářadí a metrové tyče dokáže vyvinout maximální krouticí moment až 300 Nm
- Klimatizovanou halu, ve které je šroub umístěn.

3.1 Ergonomické hodnocení pracovního místa

Snahou konstruktéra tedy musí být co nejvíce zpříjemnit lidskou práci a pokud možno vyhnout se všem rizikovým faktorům působícím negativně za zdraví člověka.



Obrázek 3-1 Ergonomické parametry [2]

Přehled nejdůležitějších kritérií pro hodnocení způsobilosti pracovního místa.

- Rozměry dosahů horních a dolních končetin musí být v souladu s umístění jednotlivých obslužných prvků stroje a pracovní poloze při vykonávaném úkonu. Je potřeba také dbát na řádný přístup k pracovnímu prostoru a s tím související minimální nezastavěnou plochou.
- Pracovní poloha musí korespondovat s vykonávaným pohybem. Všechny pracovní prvky musí být v dosahu. Pokud je pracovní úkon závislý na nějakém prvku, musí být pracovní poloha umístěna tak, aby byl prvek po celou dobu jasně viditelný. Pracovní poloha musí respektovat fyziologické parametry člověka. Například není možné vystavit pracovníka dlouho trvající práci v předklonu o více jak 60°.
- Pracovní pohyby by měly odpovídat pohybovým stereotypům a střídavě tak namáhat jednotlivá svalová uskupení. Jednostranná konstantní zátěž přetěžuje některé svalové partie a významně zvyšuje riziko
- Fyzická namáhavost se významně podílí na efektivitě a účinnosti dané činnosti. Je nutné vždy posoudit, zda je daná manipulace v rámci přípustných limitů. Je vhodné sledovat jak hmotnost součástí, tak i vzdálenost o kterou je nutno je přenést a frekvenci takových to přenosů. V případě překročení mezí je nutné pracoviště vybavit podpůrným zařízením usnadňujícím činnost.
- Technická vybavenost musí odpovídat danému typu stroje a operace, které budou na pracovišti prováděny.
- Riziko působení škodlivin a s tím spojené zdravotní riziko musí být vždy zohledněno již v počáteční konstrukci pracovního prostoru

4 Pojistné mechanismy vhodné pro samovyklápěcí systémy

Pojistný mechanismus samovýklopného zařízení slouží k bezpečné aretaci výklopného prvku při převozu materiálu a umožňuje jeho jednoduché vyklopení v konečné stanici. Mechanismus musí být vzhledem k množství dynamických sil vhodně dimenzovaný. Svou roli zde hraje i ergonomie a bezpečnosti při provozu.

4.1 Šoupátko

Jedná se o běžně dostupná šoupátka umístěná na bocích rámu, které zapadají do protikusu navařeném na bocích korby. Hřídel šoupátka je volně uložena na okraji podvozku, jejímu vypadnutí brání rukojeť, která je navařená na hlavní osu zástrčky. Takový to mechanismus je konstrukčně velice jednoduchý a lehce opravitelný. Hlavní nevýhodou je nutnost přesného usazení osy šoupátka a protikusu na korbě., zejména při použití více jistících mechanismu najednou.



Obrázek 4-1 Pojistný mechanismus, šoupátko [3]

4.2 Deska

Tento princip je znám z důlních lanových drah. Jedná se o plech/desku, která je zastrčena, tak aby v zaaretované pozici bezpečně bránila výklopu. Po vytažení z drážky dojde k přesunu těžiště a korba se vyklopí. Deska je umístěna na vrchní části rámu, tak aby byla dobře viditelná. Její samotné těžiště je umístěno za klopným bodem, takže není možné, aby se sama odjistila.



Obrázek 4-2 Pojistný mechanismus, lanovka [4]

4.3 Kameny

Tento princip spočívá v podpěře odvalujícího kola. Masivní podpěry, které jsou patrné z obrázku a zamezují odvalení, díky třecím silám, které na jejich odvodu vznikají.



Obrázek 4-3 Pojistný mechanismus, lanovka [3]

5 Mechanismy odvalování samovýsypných vozů

Mechanismus odvalování umožňuje valivý pohyb korby mimo osu podvozku. Principiálně se vždy jedná o valení válce po rovině. Rozeznáváme tedy dva základní typy valivých mechanismů.

5.1 Klasický

Jedná se o typický příklad zhotovení valivého mechanismu. Válec nebo obruč, která je pevně umístěna na čele korby se odvaluje hrazdě, která je umístěna na obou okrajích podvozku.



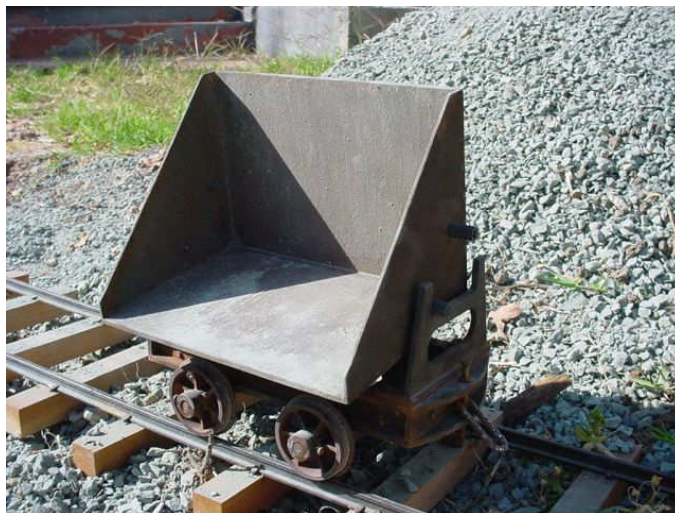
Obrázek 5-1 Klasický valivý mechanismus [3]



Obrázek 5-2 Klasický valivý mechanismus, výklop [3]

5.2 Obrácený

Toto atypické provedení je složeno s korby, na které je umístěna rovinná deska a obruče, která je navařena do nosné části podvozku.



Obrázek 5-3 Obrácený valivý mechanismus [3]



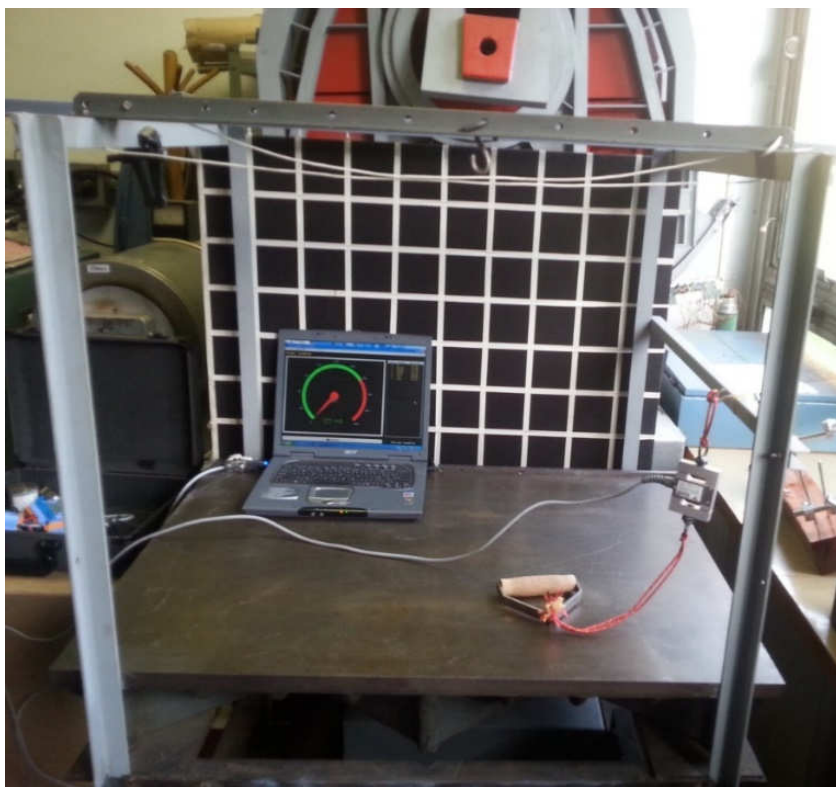
Obrázek 5-4 Obrácený valivý mechanismus, výklop [3]

6 Experimentální stanovení síly

Lze předpokládat, že výklopný mechanismus bude v praxi vyklápěn přídavným zařízením, a nebude tedy zapotřebí dalšího pracovníka. I tak je pro případ krajní nouze nutné zjistit jak velkou sílu bude muset pracovník pro vyklopení korby vozíku vyvinout a také jakou sílu lze vůbec při vyklápění od pracovníka očekávat.

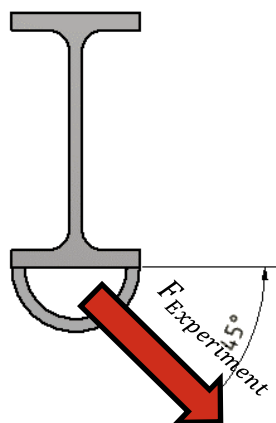
V rámci předmětu Experimentální metody oboru byl proveden pokus s cílem zjištění velikosti lidské síly v různých úhlech náklonu paže. Pokus by proveden pomocí měřícího modulu IPC NOC 7018BL a snímače centrického zatížení TEDEA-HUNTLEIGH NO.614.

Experiment spočíval v natahování lana, které bylo uchyceno ke zkušební konstrukci a na kterém byl umístěn snímač zatížení spolu se záznamovým zařízením. Výsledky spolu s grafickým znázorněním jsou patrné z následujících grafů.



Obrázek 6-1 Experimentální zjištění síly

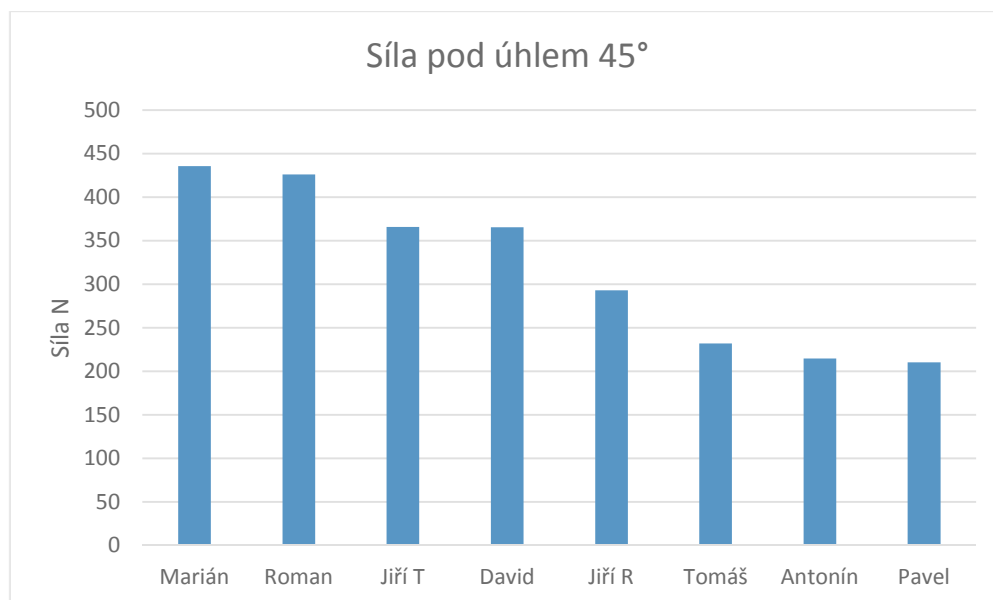
6.1 Měření síly pro úhlem 45°



Obrázek 6-2 Schéma, sklon 45°

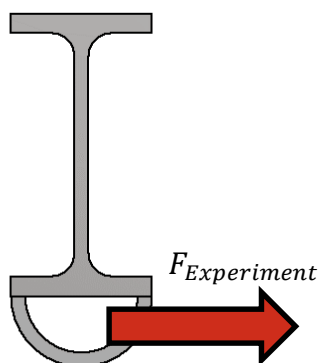
Tabulka 6-1 Výsledky, sklon 45°

Jméno	Velikost síly	Jméno	Velikost síly	Jméno	Velikost síly
Marián	435,838 N	David	365,578 N	Antonín	214,669 N
Roman	426,357 N	Jiří R	292,981 N	Pavel	210,514 N
Jiří T	365,968 N	Tomáš	232,202 N	-	-



Graf 6-1 Síla pod úhlem 45°

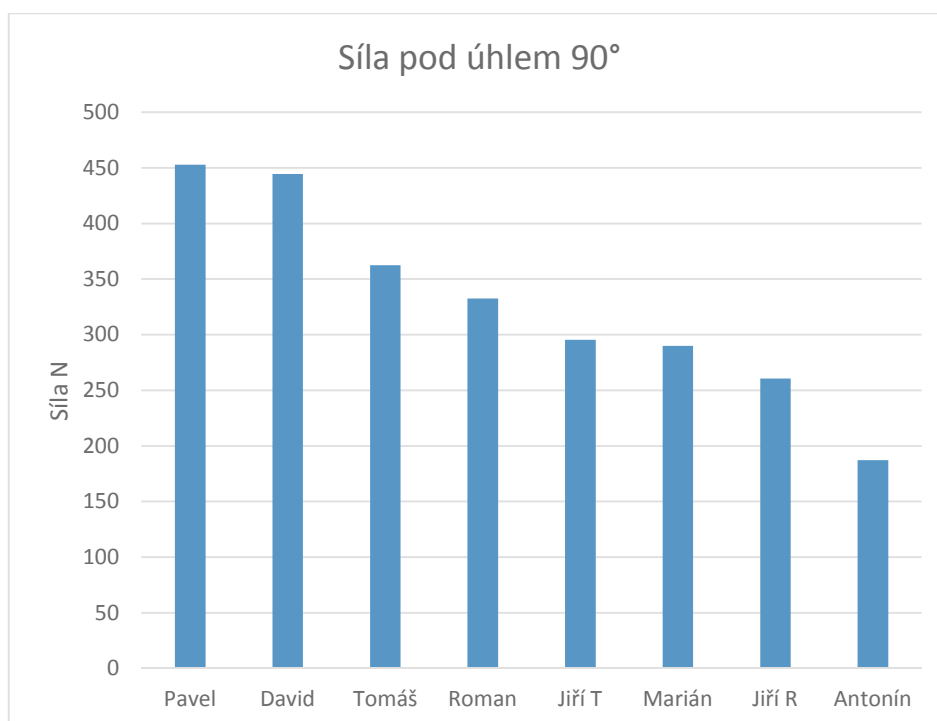
6.2 Měření síly pro úhlem 90°



Obrázek 6-3 Schéma, sklon 90°

Tabulka 6-2 Výsledky měření, 90°

Jméno	Velikost síly	Jméno	Velikost síly	Jméno	Velikost síly
Pavel	452,891 N	Roman	332,721 N	Jiří R	260,514 N
David	444,669 N	Jiří T	295,319 N	Antonín	187,137 N
Tomáš	362,461 N	Marián	289,864 N	-	-



Graf 6-2 Síla pod úhlem 45°

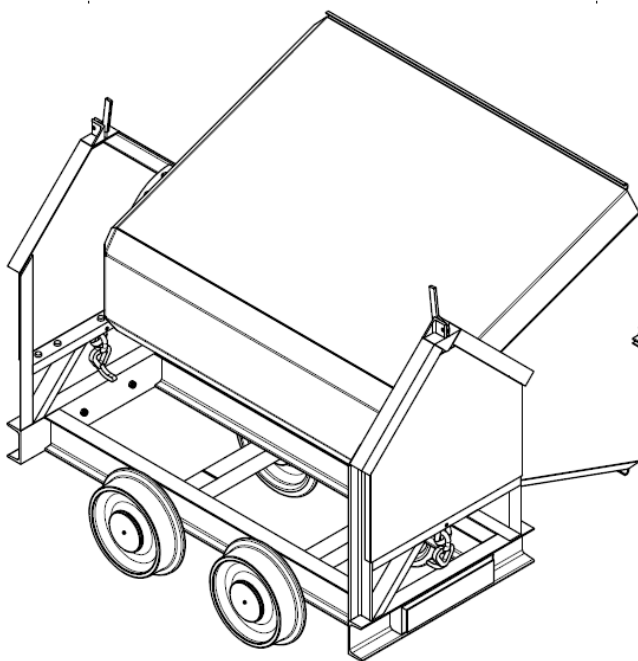
Závěr experimentu

Bylo jištěno, že se při experimentu průměrná hodnota síly pohybovala od 318 do 350 N, což zhruba odpovídá údajům publikovaným v ergonomických doporučeních pro konstrukční praxi. Dle těchto údajů je síla, kterou je člověk schopen vyvinout, rovna intervalu od 300 do 350. Důležité je zmínit, že tyto hodnoty byly stanoveny pro plně dospělého jedince, tělesné konstrukce odpovídající muži. Pro ženy můžeme tento interval uvažovat zhruba poloviční. Mezi hlavní důvodů rozdílů jednotlivých měření pak můžeme řadit jak různorodou fyzickou kondici tak také rozdílnou výšky a momentální dispozici.

7 Dynamika výklopu vozíku

Po odjištění pojistného mechanismu dochází k uvedení korby do pohybu, který je výsledkem rotace a příčného posuvu. Tento pohyb může být jak samovolný tak vynucený. V případě samovolného pohybu se celkové těžiště materiálu a korby nachází mimo osu vozíku a tak je materiál vyklápěn pouze vlastní tíhou. Pokud by náhodou došlo k symetrickému uložení, bude nutné korbu urychlit za pomoci síly. Pohyb ustane, když korba dosáhne konečné pozice, dané vzdáleností jednotlivých dorazů.

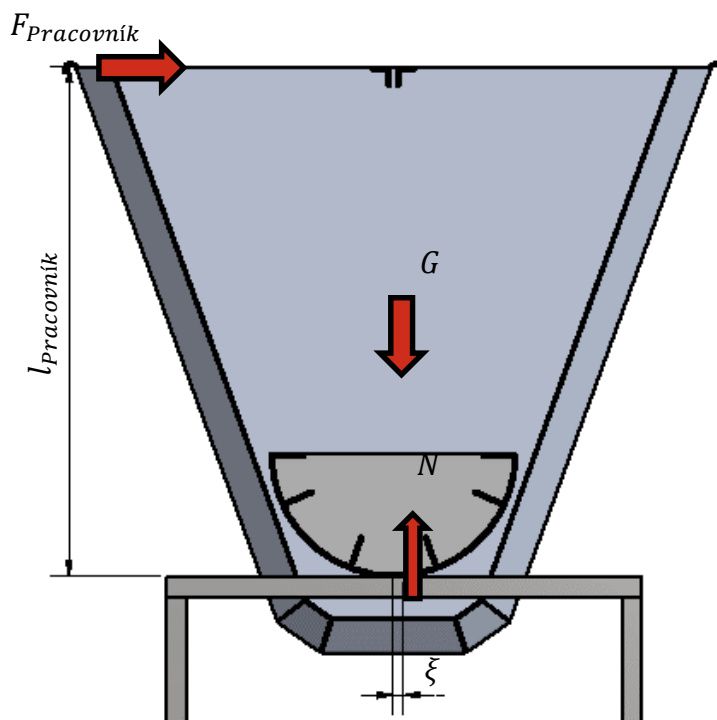
Průběh vysypávání a množství materiálu uvolněného při počátečním vyklápění zaleží na jeho mechanických a fyzikálních vlastnostech. Je však pravděpodobné, že se malá část materiálu uvolní už při naklápění korby a zbylá až impulzem daným nárazem korby v konečné pozici. Pak dojde k uvolnění materiálu z korby a vysypání celého, případně zbylého, materiálu mimo vozík.



Obrázek 7-1 Výklop vozíku

7.1 Stanovení minimální síla nutná k vyklopení korby

Pokud zanedbáme odpory související s provozními vlivy, pak jediný aspekt bránící pohodlnému vyklopení korby je valivý odpor.



Obrázek 7-2 Minimální síla nutná k vyklopení

$$\xi_{Ocel/Ocel} = 0,005 \text{ mm} \quad (3)$$

$$l_{Pracovník} = 750 \text{ mm} \quad (4)$$

$$\sum M = 0 \quad (5)$$

$$F_{Pracovník} = \frac{(m_{korba} + m_{materiál}) \cdot g \cdot \xi}{l_{Pracovník}} \quad (6)$$

$$F_{Pracovník} = \frac{(140 + 2\,500) \cdot 9,81 \cdot 0,005}{750} \quad (7)$$

$$F_{Pracovník} \approx 0 \quad (8)$$

→ Minimální síla nutná k vyklopení je triviálně malá

8 Kontrola průběhu vysypávání

V průběhu odvalování korby dochází vlivem úbytku materiálu ke změně pozice těžiště a velikosti tíhové síly samotné. V krajním případě může moment daný tíhou a poloměrem obruče nabýt daleko větších hodnot než moment, kterým pracovník korbu urychluje.

Těžiště plně naložené korby je umístěno nad klopným bodem a celý mechanismus je tedy v labilní. Pokud nedojde k převážení materiálu pod touto hranicí ($0,15 \text{ m}^3 \approx 19 \% \text{ objemu}$), nabere korba po prvotním impulzu značné zrychlení, díky němuž se markantně zvýší síla, která způsobuje urychlení.

Problém může nastat, pokud se vlivem asymetrického sypání nashromáždí materiál na jedné z bočních stran, přičemž směr, kterým budeme chtít korbu vyklopit, bude opačný.

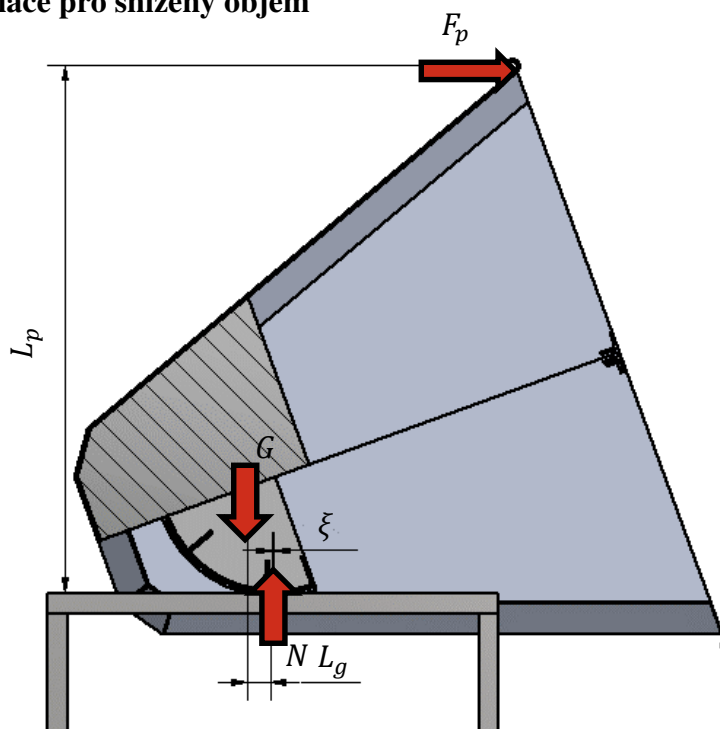
Po odjištění takto uloženého materiálu musí být pracovník schopen nejen prvotní pohyb zastavit, ale i bezpečně celý obsah korby vyklopit.

Výpočet takto konstruované mechanismu je značně složitý. Při jakémkoliv natočení či posunutí okamžitě dochází ke změně velikosti a působíště sil. Mění se také vzdálenosti úchopu a místo výklopu.

Pro účely výpočtu tedy

- pomíjím přesypávání materiálu uvnitř korby
- zachovávám původní pozici těžiště
- volím úhel sklonu sypaného materiálu uvnitř korby 30 stupňů.
- kontrola vyklápěný materiálu při sníženém objemu provedena při úhel naklopení 160.

8.1 Kontrola manipulace pro snížený objem



Obrázek 8-1 Kontrola manipulace pro snížený objem

$$L_G = 45 \text{ mm} \quad (9)$$

$$L_p = 860 \text{ mm} \quad (10)$$

$$m_{0,15} = 500 \text{ kg} \quad (11)$$

$$\sum M = 0 \quad (12)$$

$$F_p \cdot L_p = N \cdot \xi + G \cdot L_g \quad (13)$$

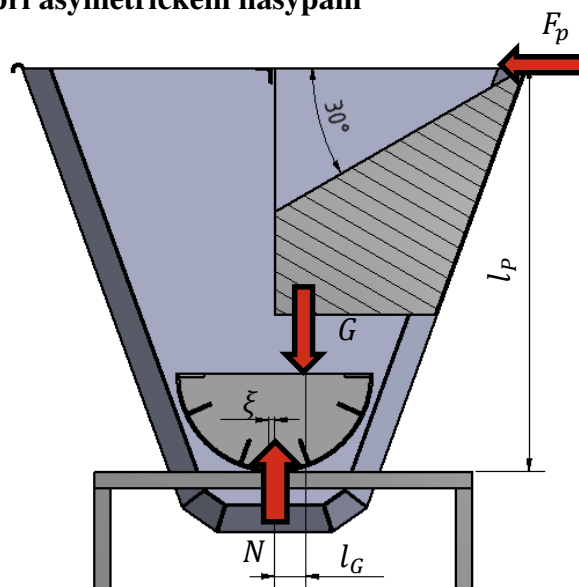
$$F_p = \frac{m_{0,15} \cdot g \cdot \xi + m_{0,15} \cdot g \cdot L_g}{L_p} \quad (14)$$

$$F_p = \frac{500 \cdot 9,81 \cdot 0,005 + 500 \cdot 9,81 \cdot 0,045}{0,86} \quad (15)$$

$$F_p = 285 \text{ N} \quad (16)$$

Výsledná síla leží v požadovaném intervalu, avšak jedná se o jeho samou hranici. Pokud by docházelo k překračování intervalu, bude nutné doplnit konstrukci přídatnou pákou.

8.2 Kontrola manipulace při asymetrickém nasypání



Obrázek 8-2 Kontrola manipulace při asymetrickém uložení

$$l_G = 50 \text{ mm} \quad (17)$$

$$l_p = 750 \text{ mm} \quad (18)$$

$$m_{Asym} = 1500 \text{ kg} \quad (19)$$

$$\sum M = 0 \quad (20)$$

$$F_p \cdot l_p = G \cdot l_G - 2 \cdot N \cdot \xi \quad (21)$$

$$F_p = \frac{m_{Asym} \cdot g \cdot l_G - 2 \cdot m_{Asym} \cdot g \cdot \xi}{L_p} \quad (22)$$

$$F_p = \frac{1500 \cdot 9,81 \cdot 0,05 - 2 \cdot 1500 \cdot 9,81 \cdot 0,005}{0,75} \quad (23)$$

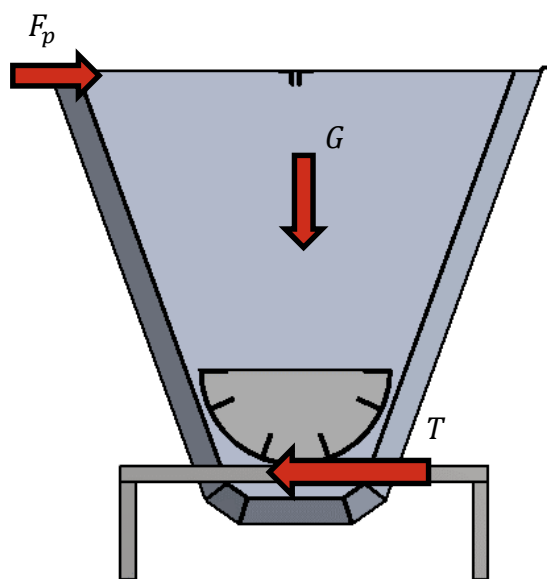
$$F_p = 654 \text{ N} \quad (24)$$

Síla překračuje doporučené konstrukční limity. Pokud by docházelo k přepravě lepkavého materiálu, o stejné sypné tíze, schopného dosáhnout takového úkosu, bude nutné vybavit vozík mechanismem podobným obrázku 5-2 (Str. 22)

8.3 Kontrola korby vozíku na prokluz

Správná funkce mechanismu vyklápění je podmíněna správným usazením korby mezi jednotlivými dorazy. Pokud by byla korba nasazena špatně, došlo by k nárazu na koncový dotek dříve a nedošlo by k úplnému vysypání korby. Provedu tedy kontrolní výpočet třecí síly mezi obručí kola a pojezdovým rámem.

Třecí síla je závislá na normálové složce, kontroluji tedy prázdnou korbu o hmotnosti 140 kg. Síla, kterou se ji bude pracovník snažit posunout, je rovna 300 N.



Obrázek 8-3 Kontrola prokluzu korby

Výpočet mezní třecí síly

$$T_{Rám} = f_{Obruč/Rám} \cdot \frac{m_{Korba} \cdot g}{2} \quad (25)$$

$$T_{Rám} = 0,15 \cdot \frac{140 \cdot 9,81}{2} \quad (26)$$

$$T_{Rám} = 103 \text{ N} \quad (27)$$

Výsledek silového působení

$$F > T_{Rám} \quad (28)$$

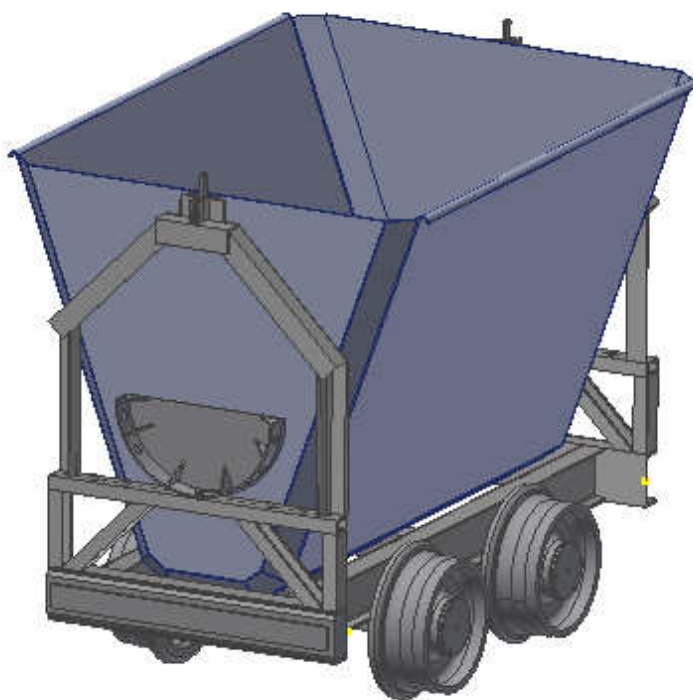
Síla pracovníka je větší než tření mezi obručí a hrazdou. Je tedy nutné osadit obruč mechanismem zabráňujícím posunutí korby vůči hrazdě.

9 Konstrukční řešení výklopného vozíku

V následující kapitole budou rozebrány jednotlivé konstrukční prvky výklopného vozíku. Každá kapitola obsahuje jak kontrolní výpočty, tak i jednoduchou rozvahu nad výsledky a samotnou konstrukcí. Při návrhu jednotlivých prvků jsem vycházel z dostupných zdrojů, převážně vážně zahraničních webů a starých ČSN norem týkajících se důlní dopravy.

Parametry dané požadavkem zákazníka

- Maximální výška od hrany kolejnice 1250 mm
- Rozchod kol vozíku 600 mm
- Maximální délka 1500 mm
- Sypný úhel korby více než 20°
- Jednoduché a ergonomicky laděné prvky
- Hmotnost materiálu 2 500 kg
- Objem minimálně $0,8 \text{ m}^3$

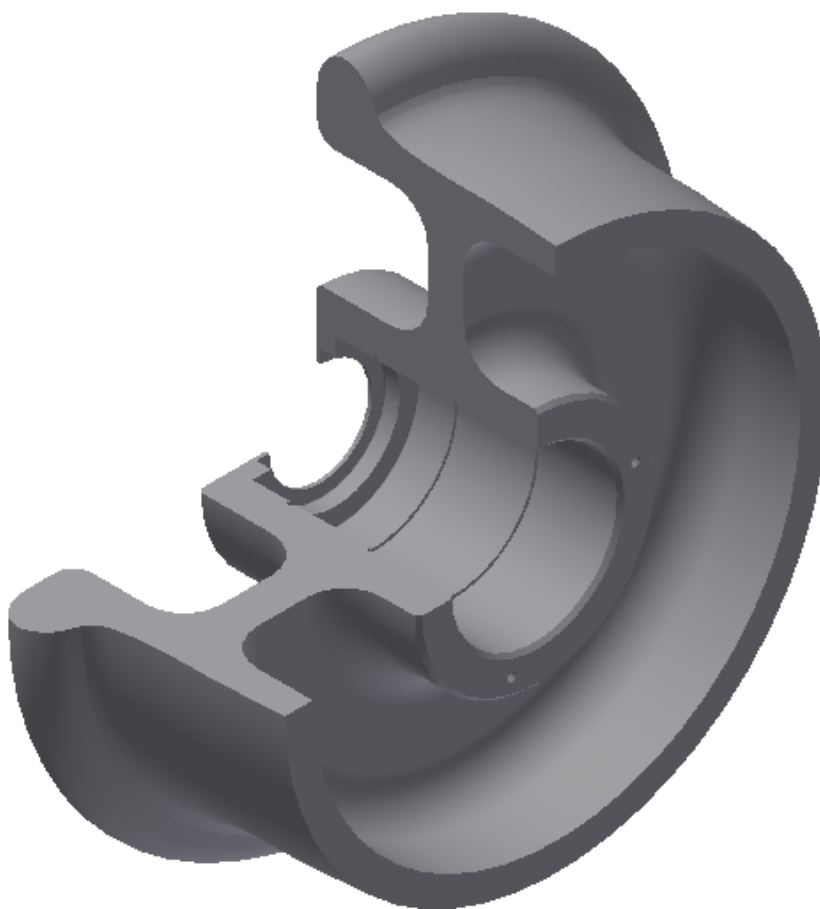


Obrázek 9-1 Příklad zpracování vozíku

9.1 Kolo

Vozík bude osazen koly dle ČSN 26 8012. Typ kola ÚN 26 7995, navrženého pro kuličková ložiska. Pojezdový průměr kola 300 mm. Šířka kola 90 mm.

Uložení ložisek tělese kola pomocí dvou zápichů, do kterých zapadají pojistné kroužky, které podpírají kuličkové ložiska a usnadňují montáž. Součástí konstrukce je olejová lázeň, ze které čerpá ložisko potřebnou kapalinu. Z toho vyplývá nutnost těsnit obě čela kola. Na vnitřní straně je kolo osazeno vybráním, do kterého pasuje obousměrné gufero. Vnější strana je osazena víčkem a šrouby.



Obrázek 9-2 Příklad pojezdového kola vozíku

9.1.1 Volba průměru kola

Je běžnou konstrukční praxí osazovat podvozky koly o průměrech 300 a 350 mm, a to i v případech kdy únosnosti přesahuje běžné doporučení a to z důvodu návaznosti na další technologické celky. Předběžně tedy volím kolo o průměru 300 mm a provedu kontrolu.

Výpočet otáček kola

$$n_{kolo} = \frac{v_{vozík} \cdot 60}{\pi \cdot D_{kolo}} \quad (29)$$

$$n_{kolo} = \frac{0,2 \cdot 60}{\pi \cdot 0,3} \quad (30)$$

$$n_{kolo} = 12,73 \text{ ot/min} \quad (31)$$

Součinitel počtu otáček

$$f_n = \sqrt[2]{\frac{33}{n_{kolo}}} \quad (32)$$

$$f_n = \sqrt[2]{\frac{33}{12,73}} \quad (33)$$

$$f_n = 1,37 \quad (34)$$

Výpočet maximální únosnosti kola

$$K_{max} = k_{kolo} \cdot D_{kolo} \cdot b_{kolo} \cdot f_n \quad (35)$$

$$K_{max} = 50 \cdot 30 \cdot 6 \cdot 1,37 \quad (36)$$

$$K_{max} = 12\,330 \text{ kg} \quad (37)$$

Reálné zatížení kola vozíku

$$K_{kolo} = \frac{m_{korba} + m_{materiál} + m_{konstrukce}}{4} \quad (38)$$

$$K_{kolo} = \frac{140 + 2500 + 570}{4} \quad (39)$$

$$K_{kolo} = 802 \text{ kg} \quad (40)$$

Srovnání únosnosti

$$K_{max} \gg K_{kolo} \quad (41)$$

Volím průměr kola 300 mm

9.2 Návrh ložisek kola

Náprava podvozku je na každé straně pevně uložena ve dvou kuličkových ložiscích, která jsou vnějším obvodem zalisována do tělesa kola a umožňují tak valivý pohyb podvozku. Zajištění polohy ložisek v kole je docíleno pomocí dvou rozpěrných kroužků, které zapadají do drážek na obvodu díry kola a patřičného dotažení pojistné KM matice. Dodatečné pojištění je pak provedeno pomocí pojistné MB podložky, ložisko je kryto ze všech stran proti vniku nečistot do jeho pracovního prostředí, dle výrobce je moment dotažení stanoven na 110 Nm.

Mazání ložisek je prováděno přes maznici tělese kola. Mazání se provádí pomocí olejové lázně. Hladina oleje musí dle doporučení výrobce sahát zhruba do poloviny středu spodního valivého elementu.

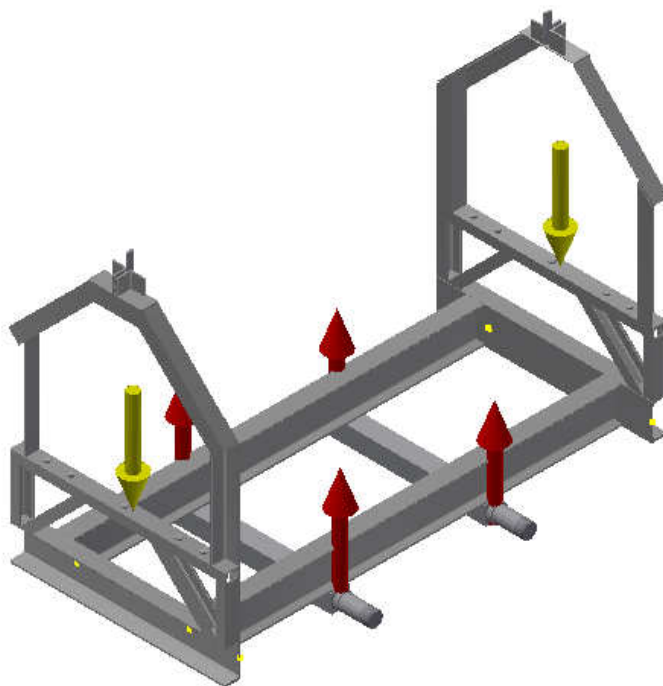
Konstrukce podvozku i způsob uložení ložisek je symetrická. Zatížení nápravy na levé i pravé straně je tedy shodné, avšak díky uložení pomocí dvojice ložisek dochází k výrazně odlišnému zatížení prvního a druhého ložiska. Ložisko umístěné na okraji nápravy má díky větší vzdálenosti od těžiště vozíku několikanásobně menší zatížení a tím i delší životnost.

Je běžnou konstrukční praxí dodávat důlní dvojkolí výhradně v provedení s kuželíkovými ložisky, avšak v tomto případě by životnost značně překročila očekávání a konstrukce by byla neúměrně drahá.

Vzhledem k tomu, že nebyla specifikována požadovaná životnost, volím tuto hodnotu na 100 000 pracovních hodin, což je vzhledem k běžné konstrukční praxi značně nadsazený údaj. Je však nutné si uvědomit, že kolo bude namáháno i při nejružnějších násypech, výsypech, a tratových nerovnostech. Je tedy zřejmé, že bude docházet k příležitostnému vzniku přídavného zatížení, které životnost ložiska podstatně sníží. Dle doporučení volím pro účely výpočtu životnosti rychlost pojezdu vozíku na $v_{\text{vozík}} = 0,2 \text{ m/s}$

9.2.1 Stanovení zátěže ložiska

Jak již bylo zmíněno, teoreticky ložisko přenáší pouze radiální zatížení avšak provozními a jinými vlivy, která způsobí nahodilé axiální zatížení, se reálná životnost rapidně sníží. Na druhou stranu nelze čekat, že by byla korba vozíku plně zatížena po celou dobu jeho životnosti. Pomocí programu Solidworks byla hmotnost korby odhadnuta na 140 kg.



Obrázek 9-3 Silová bilance podvozku

Výpočet celkové hmotnosti

$$m_{Celkem} = m_{Korba} + m_{Materiál} \quad (42)$$

$$m_{Celkem} = 140 + 2\,500 \quad (43)$$

$$m_{Celkem} = 2\,640 \text{ kg} \quad (44)$$

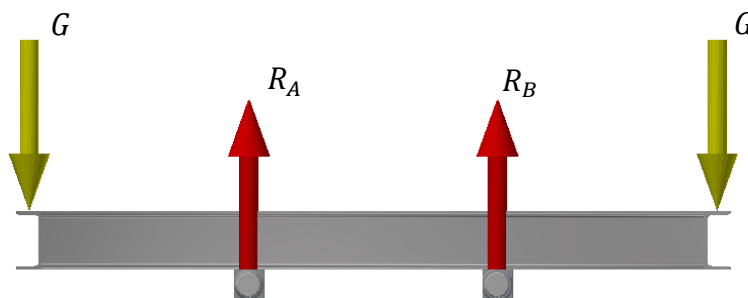
Výpočet tíhového zatížení

$$G = m_{Celkem} \cdot g \quad (45)$$

$$G = 2\,700 \cdot 9,81 \quad (46)$$

$$G = 26\,487 \text{ N} \quad (47)$$

9.2.2 Výpočet reakcí v nosném profilu



Obrázek 9-4 Zatížení nosného profilu

$$\sum F_y = 0 \quad (48)$$

$$2 \cdot (R_A + R_B) = G \quad (49)$$

$$\text{Konstrukce je symetrická} \rightarrow R_A = R_B \quad (50)$$

$$4 \cdot R_{A,B} = G \quad (51)$$

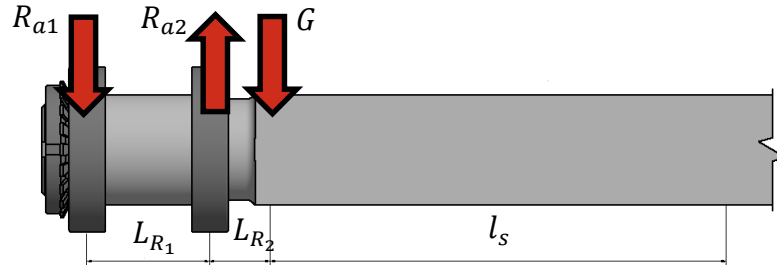
$$R_{A,B} = \frac{G}{4} \quad (52)$$

$$R_{A,B} = \frac{26\,487}{4} \quad (53)$$

$$R_{A,B} = 6622 \text{ N} \quad (54)$$

9.2.3 Výpočet reakcí v ložiscích

Vzhledem k symetrickému uložení řeším úlohu pouze pro polovinu nápravy, reakce v ložiscích na druhé straně budou totožné.



Obrázek 9-5 Výpočet reakcí v ložiscích

$$L_{R_1} = 195 \text{ mm} \quad (55)$$

$$L_{R_2} = 50 \text{ mm} \quad (56)$$

$$l_s = 50 \text{ mm} \quad (57)$$

$$\sum F = 0 \quad (56)$$

$$R_{a2} = \frac{G}{4} - R_{a1} \quad (57)$$

$$\sum M = 0 \quad (58)$$

$$R_{a1}(L_s + L_{R_1}) + R_{a2}(L_s + L_{R_2}) = R_A \cdot L_s \quad (59)$$

$$R_{a1}(L_s + L_{R_1}) + \left(\frac{G}{4} - R_{a1}\right)(L_s + L_{R_2}) \quad (60)$$

$$= R_A \cdot L_s$$

$$R_{a1}(L_{R_1} - L_{R_2}) + \frac{G}{4}(L_s + L_{R_2}) = R_A \cdot L_s \quad (61)$$

$$R_{a1} = \frac{R_A \cdot L_s - \frac{G}{4}(L_s + L_{R_2})}{(L_{R_1} - L_{R_2})} \quad (62)$$

$$R_{a1} = \frac{6622 \cdot 0,195 - \frac{26\,487}{4}(0,195 + 0,05)}{(0,195 - 0,05)} \quad (63)$$

$$R_{a1} = 8\,803 \text{ N} \rightarrow R_{a2} = 2\,181 \text{ N} \quad (64)$$

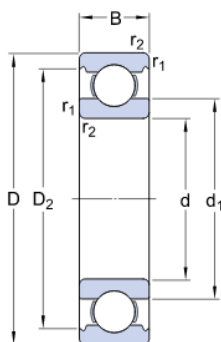
9.2.4 Návrh ložisek

Z důvodu snadnější montáže a vyšší životnosti kola volím uložit nápravu podvozku do dvou obyčejných kuličkových ložisek 6210. Ložiska na vnitřní straně nápravy jsou dle (1) namáhána nejvíce a provedu pro ně kontrolní výpočet životnosti. Vzorec pro obecný výpočet životnosti ložisek není lineární a tak provozní doba vzdálenějšího ložiska bude pravděpodobně více jak deseti násobná.

6210

SKF Explorer

Dimensions



d	50	mm
D	90	mm
B	20	mm
d ₁	≈ 62.51	mm
D ₂	≈ 81.61	mm
r _{1,2}	min. 1.1	mm

Basic dynamic load rating	C	37.1	kN
Basic static load rating	C ₀	23.2	kN

Obrázek 9-6 Ložisko 6210

Výpočet otáček ložiska za minutu

$$n_{\text{Ložisko}} = \frac{v_{\text{Vozík}} \cdot 60}{o_{\text{Kolo}}} \quad (65)$$

$$n_{\text{Ložisko}} = \frac{0,2 \cdot 60}{0,94} \quad (66)$$

$$n_{\text{Ložisko}} = 12,77 \text{ ot/min} \quad (67)$$

Výpočet životnosti ložiska

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (68)$$

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 13} \cdot \left(\frac{37,1}{8,803}\right)^3 \quad (69)$$

$$L = 104\,073,8 \text{ hodin} \quad (70)$$

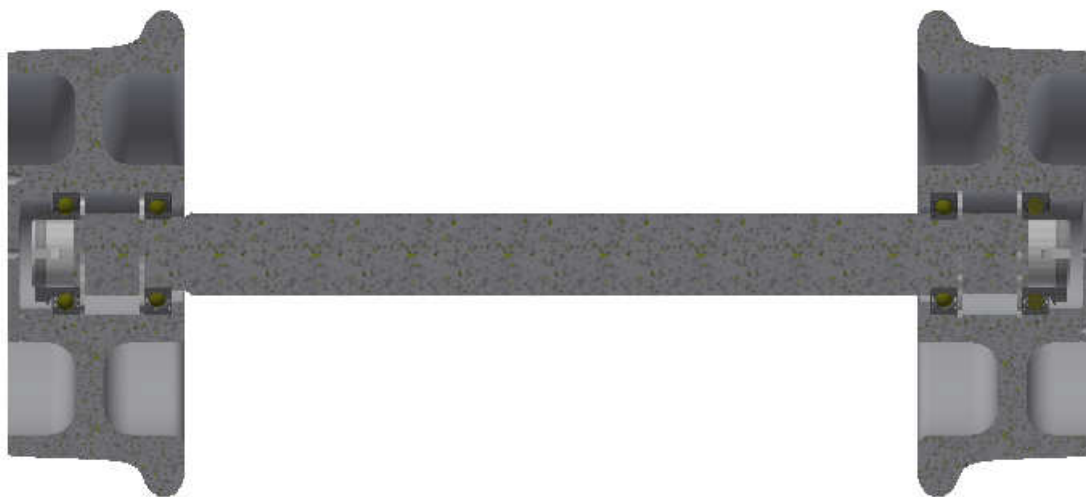
9.3 Náprava

Při návrhu konstrukce nápravy vycházím z normy ČSN 26 8015 pro rozchod 600 mm a kuličkové ložisko typu 6310. V normě je také popsána konstrukce pro běžné vozíky s pevnou osou, které se vyklápí pomocí důlních vyklápěcích zařízení. Bohužel je tento typ vhodný spíše pro velkoobjemové zakázky a pro náš případ by nebyl rentabilní.

Náprava je složená z čtvercové tyče, která je na konci osazena válci pro nasazení kuličkových ložisek a kol. Průřez čtvercové tyče je plný, neodlehčený. Průměr válcového osazení, kvalitu povrchu a rádiusy volím dle doporučených hodnot pro ložiska 6210. Vzhledem k symetrickému usazení obou náprav jsou zatížení pro obě dvě shodná.

Náprava je zatěžována pouze na ohyb a to prostřednictvím tíhy převáženého materiálu a korby. Je tedy logické, že náprava nebude konstantně zatěžována stejnou silou, ale míra zatížení se bude měnit s využitím potenciálu vozíku. Dále je nutné uvážit, že při vyklápění dochází k posunutí těžiště celého vozíku a tady i ke změně působení tíhové síly a cyklickému namáhání.

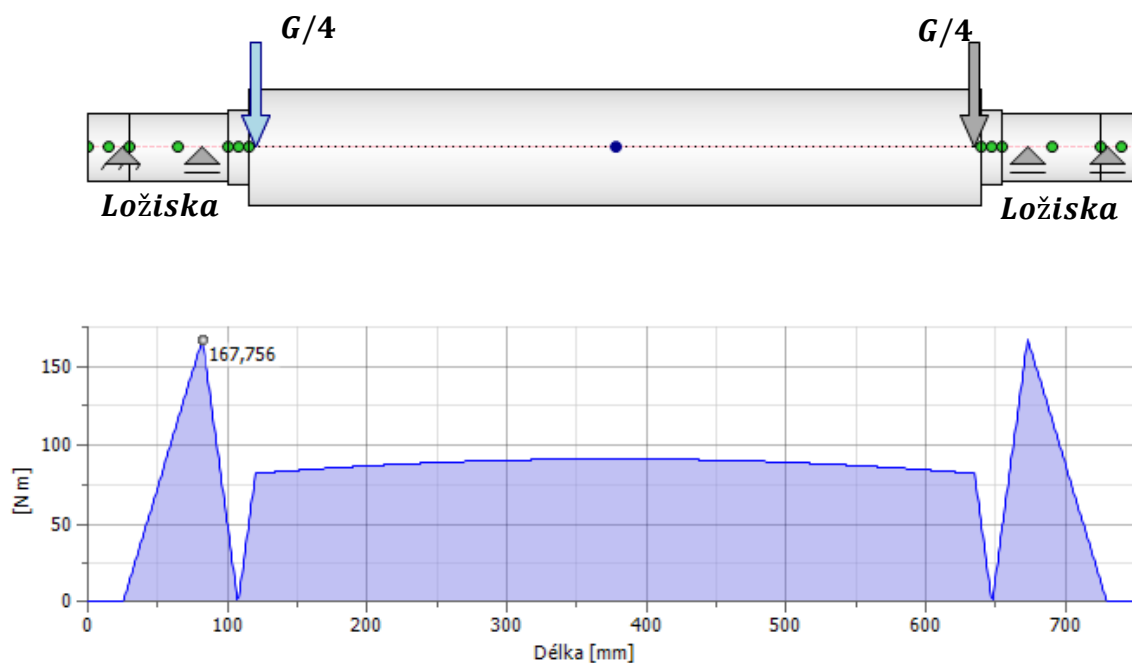
Tyč nápravy bude zhotovena z běžné uhlíkové oceli, jakou je například materiál 11 373. Pro výpočet životnosti volím mez kluzu na $R_e = 200 \text{ Mpa}$.



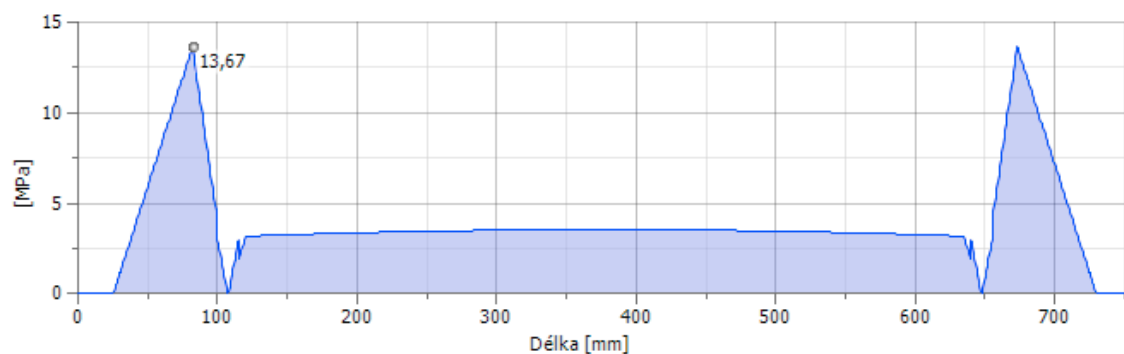
Obrázek 9-7 Náprava vozíku

9.3.1 Statická kontrola nápravy

Statická kontrola provedena dle programu Inventor.



Obrázek 9-8 Momentové zatížení hřídele



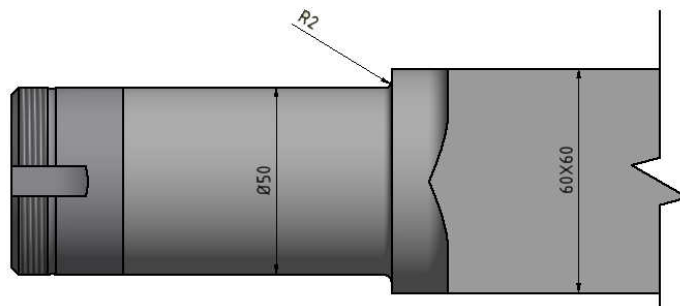
Obrázek 9-9 Napětí hřídele

Výsledek statické kontroly

Maximální napětí	13,67 MPa
Maximální průhyb	0,018 mm
Maximální ohybový moment	168 Nm

9.3.2 Dynamická kontrola nápravy

Nyní provedu dynamickou kontrolu osazení vnitřního ložiska. Napětí v místě osazení je dle předcházející kapitoly cca 14 MPa. Materiál hřídele volím 11 373, $R_m = 370 \text{ MPa}$



Obrázek 9-10 Kontrola osazení hřídele

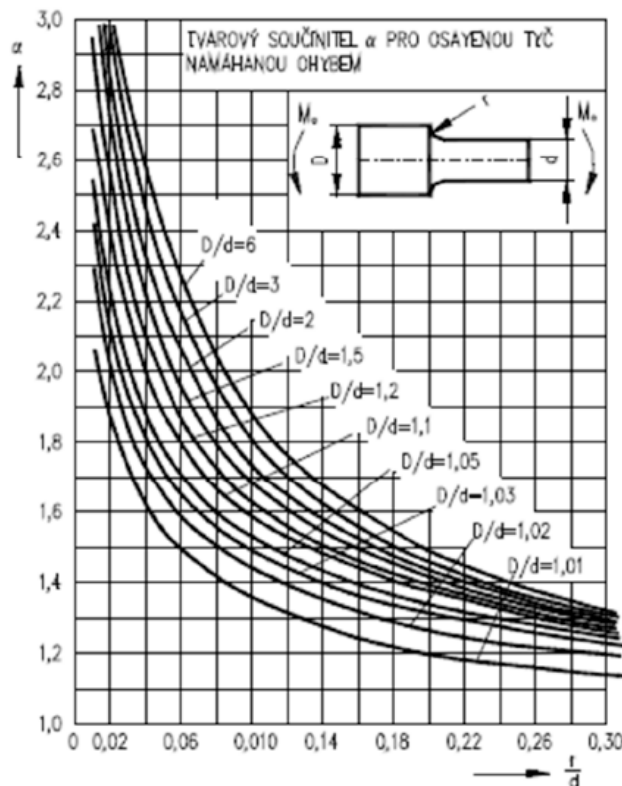
Výpočet základní meze únavy pro hladký vzorek

$$\sigma_{CO} = 0,49 \cdot R_m \quad (71)$$

$$\sigma_{CO} = 0,49 \cdot 370 \quad (72)$$

$$\sigma_{CO} = 181,3 \quad (73)$$

Volba součinitele velikosti



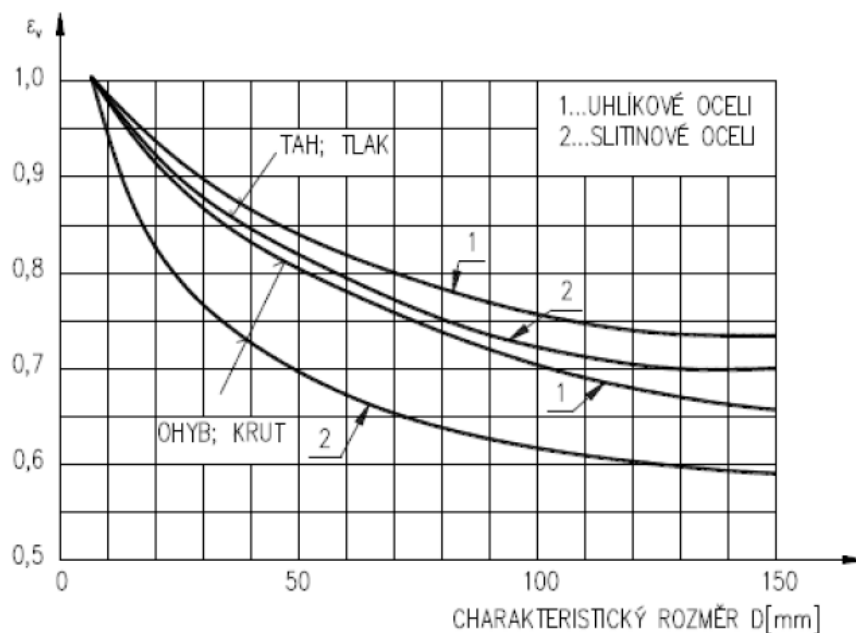
Obrázek 9-11 Tvarový součinitel [5]

$$D/d = 1,2 \quad (74)$$

$$r/d = 0,04 \quad (75)$$

$$\beta = 2 \quad (76)$$

Volba součinitele velikosti



Obrázek 9-12 Součinitel velikosti [5]

$$\varepsilon = 0,8 \quad (77)$$

Výpočet meze únavy nápravy

$$\eta = 0,9 \quad (78)$$

$$\sigma_{co}^* = \sigma_{co} \cdot \frac{\varepsilon \cdot \eta}{\beta} \quad (79)$$

$$\sigma_{co}^* = 181,3 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,9}{2} \quad (80)$$

$$\sigma_{co}^* = 65,26 \text{ Mpa} \quad (81)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v místě vrubu

$$k_{\text{Dynamická}} = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_{co}} \quad (82)$$

$$k_{\text{Dynamická}} = \frac{65,26}{13,67} \quad (83)$$

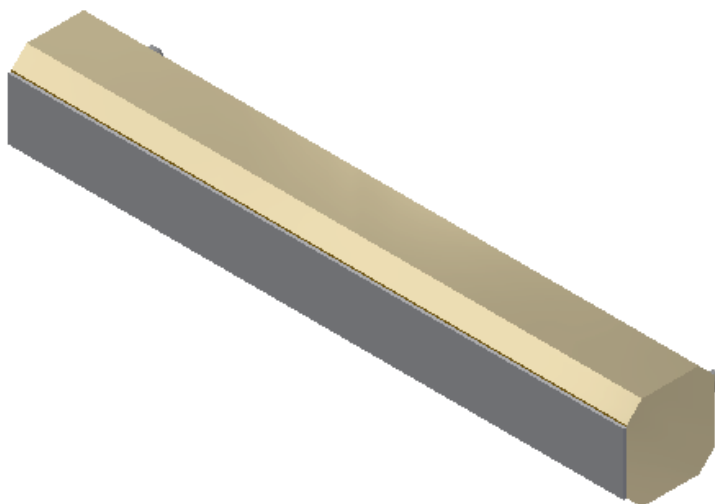
$$k_{\text{Dynamická}} = 4,7 \quad (84)$$

9.4 Nárazník

Při manipulaci s důlními vozíky, zejména pak při spojování, narážení nebo posouvání, dochází nevyhnutelně ke vzájemným srážkám. Tyto nárazy mají neblahý vliv na životnost celé konstrukce. Působí jak zvýšená dynamická namáhání, tak i významně zvyšují hlučnosti na pracovišti. Je tedy nutné opatřit podvozek dostatečně dimenzovaným nárazníkem, který toto namáhání odstraní úplně nebo alespoň zmenší.

Současně používané nárazníky se skládají s dotykového prvku, na kterém dochází k prvotnímu doteku, ocelové konstrukce, umožňující zpětný pohyb a pružného elementu, který zachytává předávanou deformační energii. Velikost této energie závisí na síle, která nárazník stlačuje, potažmo rychlosti, hmotnosti a množství vozíků.

Můj konstrukční návrh vychází principiálně z typizované konstrukce nárazníku pro důlní podvozky 09.10.5360 . Pružný prvek zastoupený obyčejnou pryžovou deskou a je v přední části kryt ocelovým plechem, na kterém dochází k prvotnímu kontaktu. Při nárazu tedy nejdříve dojde k dotyku ocelových součástí a pak ke stlačení desky.

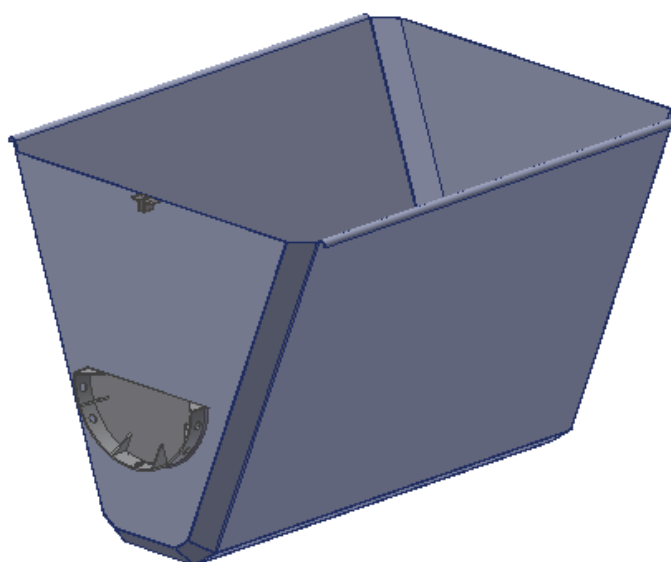


Obrázek 9-13 Nárazník

9.5 Korba

Korba se skládá z pěti plechu, které jsou svařeny k sobě. Na korbě se nachází pojišťovací systém zamezující výklopu při přepravě, obruč, po které se korba odvaluje a sada dorazů která zamezuje vypadnutí korby mimo osu podvozku. Korba je zatížena tíhou přepravovaného materiálu. Zatížení korby není pravidelné a změní se spolu s využití vozíku. Není pravděpodobné, že by korba byla využívání po celou dobu své životnosti na úrovni její maximální nosnosti. Vzhledem k množství svarů a tvarových odlišností by byl ruční výpočet velice složitý a nesmírně obsáhlý, Kontrolu namáhání korby tedy ověřím pomocí metody konečných prvků, viz kapitola 10. V této kapitole se tedy omezím pouze na kontrolu koutového svaru pojezdové obruče. Krom pevnostní požadavků musí korba splňovat i další provozně technické předpisy.

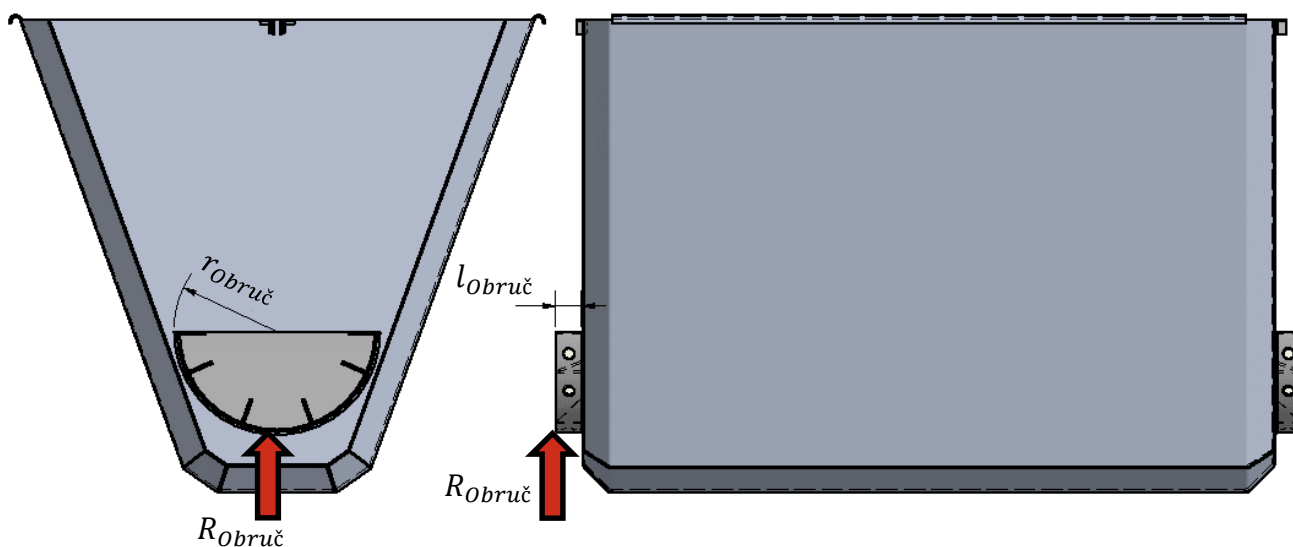
- Klopný uhel musí přesahovat 20 stupňů. Tak, aby byl zaručen úplný výklop i při špatných provozních podmínkách
- Na korbě musí být umístěn mechanismus, který umožní obecný pohyb korby i v případě pootočení nebo vyosení korby z místa odvalu.
- Na korbě musí být navařené úchyty a to tak aby s nimi mohla obsluha pohodlně manipulovat
- Předpokládáme, že při převozu nebude potřeba odvodu vody z materiálů



Obrázek 9-14 Příklad zpracování korby

9.6 Kontrola koutového svaru

Obruč je k čelu korby připevněna pomocí koutového svaru. Je zatížena tíhou korby a převáženého materiálu. Korba je uchycena na dvou stranách, reakce působící na konci obruče je tedy rovna polovině celkové tíhy. Volím koutový svar o rozměru $a = 4$



Obrázek 9-15 Kontrola koutového svaru

$$r_{Obruč} = 195 \text{ mm} \quad (85)$$

$$l_{Obruč} = 52 \text{ mm} \quad (86)$$

Výpočet ohybového momentu

$$M_{Obruč} = R_{Obruč} \cdot l_{Obruč} \quad (87)$$

$$M_{Obruč} = \frac{2500 \cdot 9,81}{2} \cdot 0,052 \quad (88)$$

$$M_{Obruč} = 637,7 \text{ Nm} \quad (89)$$

Výpočet smykového napětí

$$\tau_{Obruč} = \frac{R_{Obruč}}{S_{Obruč}} = \frac{R_{Obruč}}{\frac{\pi}{8} [(d + 2a)^2 - d^2]} \quad (90)$$

$$\tau_{Obruč} = \frac{12262,5}{\frac{\pi}{8} [(390 + 2 \cdot 4)^2 - 390^2]} \quad (91)$$

$$\tau_{Obruč} = 4,95 \text{ N} \quad (92)$$

Výpočet ohybového napětí

$$\sigma_{Obruč} = \frac{M_{Obruč}}{W_{Obruč}} \quad (93)$$

$$\sigma_{Obruč} = \frac{M_{Obruč}}{\frac{\pi}{64} [(d + 2a)^4 - d^4]} \quad (94)$$

$$\frac{d}{2} + a$$

$$\sigma_{Obruč} = \frac{637,7}{\frac{\pi}{64} [(390 + 2 \cdot 4)^4 - 390^4]} \quad (95)$$

$$\frac{390}{2} + 4$$

$$\sigma_{Obruč} = 13,2 \text{ Mpa} \quad (96)$$

Výsledné napětí v horním vlákne

$$\sigma_{Red} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{Obruč}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{Obruč}}{k_3}\right)^2} \quad (97)$$

$$\sigma_{Red} = \sqrt{\left(\frac{13,2}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{4,95}{0,75}\right)^2} \quad (98)$$

$$\sigma_{Red} = 18,7 \text{ Mpa} \quad (99)$$

Součinitel bezpečnosti svaru

$$\text{Materiál 11 373} \rightarrow R_e = 200 \text{ Mpa} \quad (100)$$

$$k_{Obruč} = \beta \cdot \frac{R_e}{\sigma_{Red}} \quad (101)$$

$$k_{Obruč} = 1,1 \cdot \frac{200}{18,7} \quad (102)$$

$$k_{Obruč} = 11,7 \quad (103)$$

9.7 Mechanismus odvalování

Jako vzor pro návrh valivého mechanismu volím mechanismus popsáný v předcházející kapitole. Jedná se o dvě obruče, které jsou pevně připevněny na obou čelních stranách korby a valí se po hrazdě, které jsou umístěny na obou koncích podvozku. Obruč je svařovaná a je tvořena podkladovým plechem, sadou vzpěr a samotnou obručí. Rozteč vzpěr je asymetrická, lze předpokládat, že většinu produktivního času stráví korba ve středové pozici. Zhuštění na konci je dáno rázem při výsypu a funkcí dorazu krajní vzpěry, která omezuje vyklápění korby.

Při návrhu mechanismu vycházím z podmínek neproklouznutí, které byly popsány v minulých kapitolách. Obvod kola, o který se po hrazdě korba odvalí se bude rovnat délce obruče, o kterou se korba posune. Tato podmínka nemusí platit v krajních pozicích, kde při výsypu materiálu dochází ke značnému rázu, změně tíhy vozíku a působení adhezních sil. K vyosení korby může také dojít nešetrnou manipulací nebo špatnými provozními podmínkami.

- Mechanismus musí být plně krytý, tak aby nedocházelo k možnému ublížení při manipulaci
- Mechanismus musí umožňovat vyklápění korby na obě strany o 90 °
- Vzdálenost mezi pevnými dorazy je 615 mm
- Konstrukce musí být navržena tak aby docházelo k co nejdokonalějšímu odvalování
- Konstrukce musí obsahovat vodící čepy, které ji v případě šikmého valení či nepřesného nasazení vrátí zpět
- K odvalení musí dojít i v případě vyosení korby vůči pojezdové rovině.
- Pojistné čepy musí být pro tuto funkci náležitě upraveny
- K vyosení dojde pravděpodobně v konečných pozicích, rozteč čepů tomu musí odpovídat

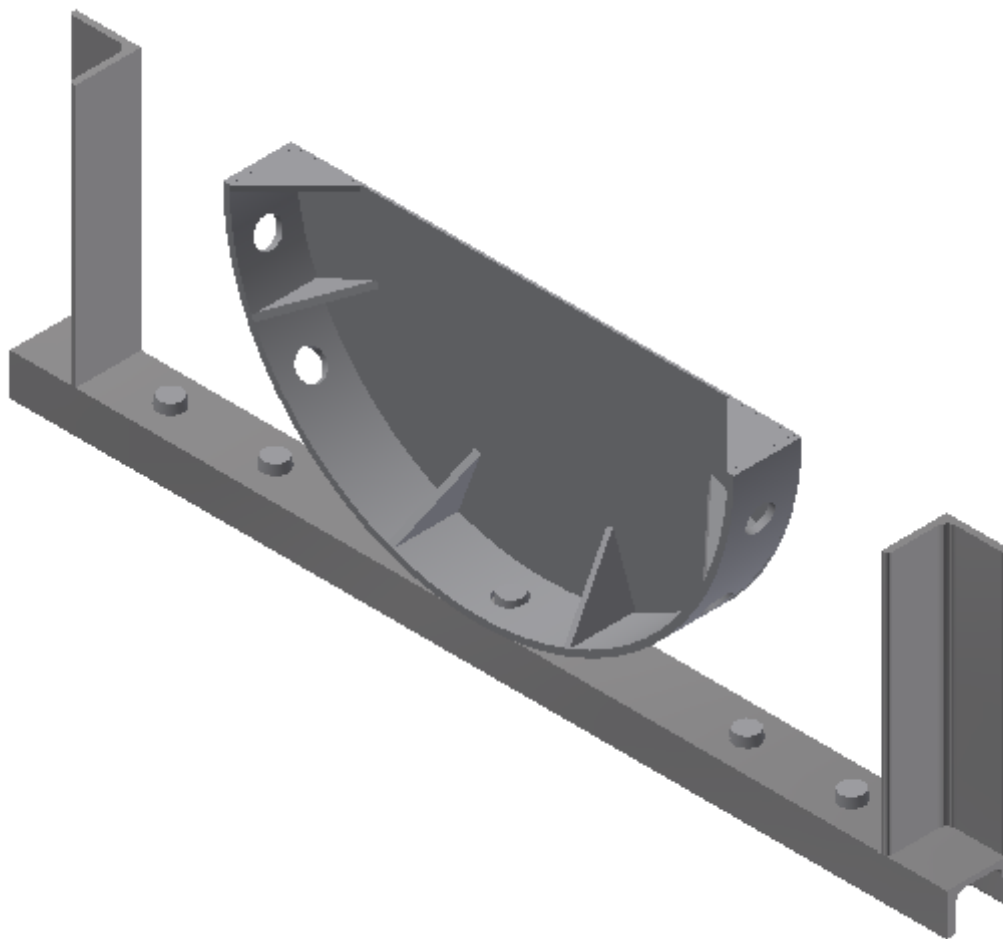
9.7.1 Výpočet poloměru obruče

$$\frac{l_{Dorazy}}{2} = \frac{o_{obruč}}{4} \quad (104)$$

$$\frac{l_{Dorazy}}{2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{obruč}}{4} \quad (105)$$

$$r_{obruč} = \frac{l_{Dorazy}}{\pi} \quad (106)$$

$$r_{obruč} = 195,8 \rightarrow \text{volím } 195 \text{ mm} \quad (107)$$



Obrázek 9-16 Příklad zpracování valivého mechanismu

9.7.2 Stanovení trajektorie pohybu

Při odvalování koná korba obecný valivý pohyb, složený z translačního a rotačního pohybu. Okamžitý pól pohybu se nachází v místě doteku kružnice a pojezdového profilu. Křivka kteréhokoliv bodu korby tedy tvoří obecnou cykloidu. Aby při odvalení nedocházelo k zadírání nebo přílišnému kontaktu kolíků, musí být úhel zkosení čepů větší, než je úhel tečny cykloidy okraje díry pojezdové kružnice.

Stanovení trajektorie odvalování pro sousledný pohyb

$$x = a(t - \sin t) \quad (108)$$

$$y = a(1 - \cos t) \quad (109)$$

$$a = 195 \text{ mm} \quad (110)$$

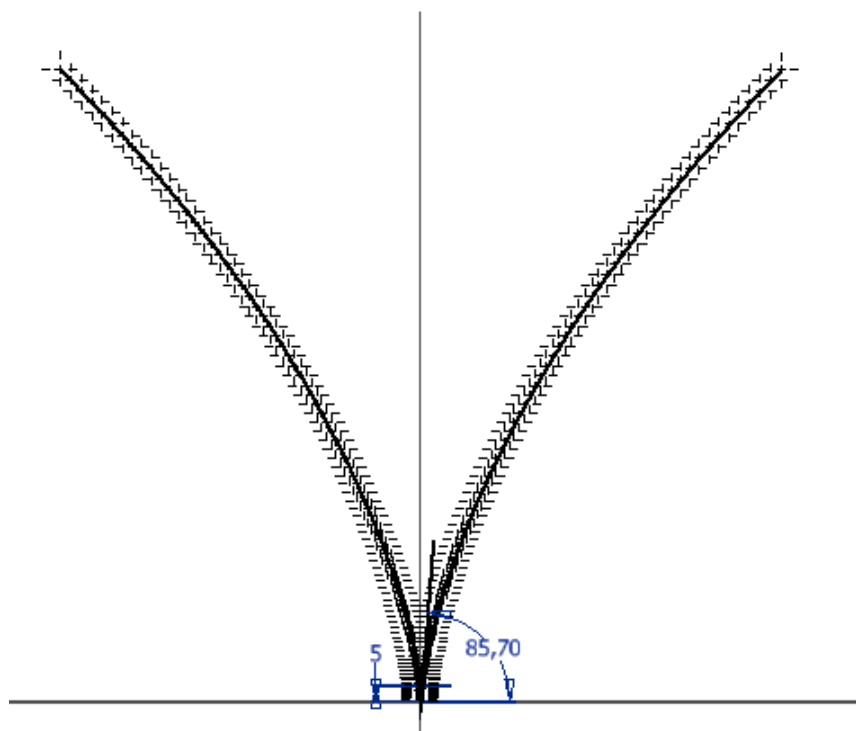
$$t \in \langle 0; 90^\circ \rangle \quad (111)$$

Stanovení trajektorie odvalování pro nesousledný pohyb

$$x = -a(t - \sin t) \quad (112)$$

$$y = a(1 - \cos t) \quad (113)$$

$$a = 195 \text{ mm} \quad (114)$$



Obrázek 9-17 Cykloida

Úhel zkosení čepu volím z důvodu lepšího náběhu při prvotním kontaktu na 10° .

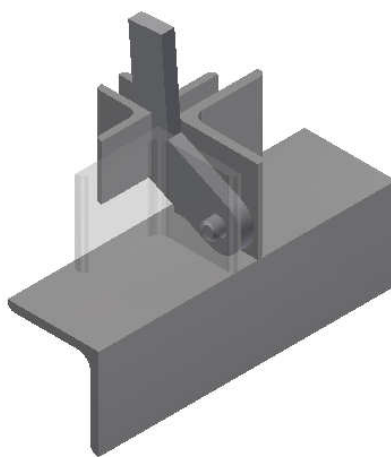
9.8 Pojistný mechanismus

Pojistný mechanismus, který zamezuje nechtěnému převržení korby při přepravě je složen z výpalku a čtyř kusů L profilu. Výpalek je kyvně uložen mezi dvojicemi L profilu a otáčí se okolo čepu, který je do konstrukce po obou stranách pevně zavařen. Mechanismus tedy nelze rozmontovat a v případě opravy bude nutné čep vyvrtat.

Jako protikus mechanismu slouží zbylá dvojice L profilu, která je umístěna na čele korby. Vůle mezi výpalkem a protikusem je po obou stranách zvolena na 2 mm. Vlivem tolerancí a technologie svařování je pravděpodobné, že tato vůle nebude u reálného výrobku zcela dodržena.

Pojistný mechanismus je nainstalován na obě stany vozíku a je pevně svařen s vyvýšenou konstrukcí na okrajích podvozku. To jednak z důvodu lepší manipulace při případném ručním vyklápění a pak také možná automatizace výklopu pomocí jednoduchých dorazů. Výpalek převyšuje nejvyšší bod korby o pouhých 40 mm a to z důvodu limitu celkové výšky vozíku.

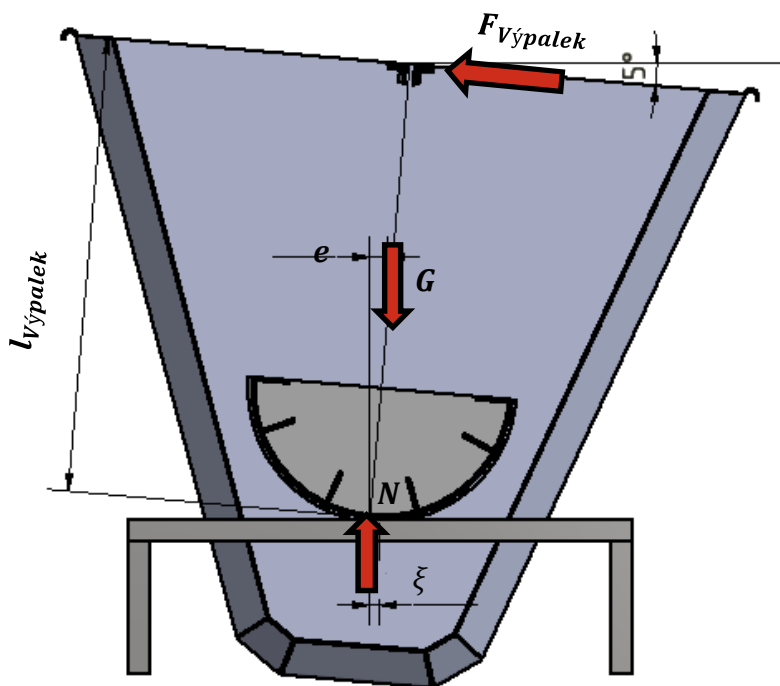
Mechanismu funguje na principu jednoduché západky. Těžiště výpalku je umístěno dále od klopného bodu a to tak, aby se mechanismus samovolně zavíral a je tedy vyloučeno, že by se při převozu samovolně přetočil. Tento to fakt je důležitý zejména v případě jízdy s prázdnou korbou, kdy nedojde vlivem asymetrického nasypání k excentrickému uložení materiálu v korbě a následnému přitocení korby na některou ze stran. Pro odjištění je třeba vytažení výpalku z protikusu a překonání třecích odporů při otáčení.



Obrázek 9-18 Příklad provedení pojistného mechanismu

9.8.1 Kontrola namáhání výpalku

Z důvodu kontroly záměrně zvětšuji excentricitu těžiště na 20 mm a volím nerovnost na trati 5°



Obrázek 9-19 Kontrola namáhání výpalku

$$e = 20 \text{ mm} \quad (115)$$

$$l_{\text{výpalek}} = 750 \text{ mm} \quad (116)$$

$$\sum M = 0 \quad (117)$$

$$F_{\text{výpalek}} \cdot l_{\text{výpalek}} + 2 \cdot \frac{G}{2} \cdot \xi_{\text{Ocel/Ocel}} = G \cdot e \quad (118)$$

$$F_{\text{výpalek}} = \frac{G \cdot e - G \cdot \xi_{\text{Ocel/Ocel}}}{l_{\text{výpalek}}} \quad (119)$$

$$F_{\text{výpalek}} = \frac{2500 \cdot 9,81 \cdot 0,02 - 2500 \cdot 9,81 \cdot 0,005}{0,75} \quad (120)$$

$$F_{\text{výpalek}} = 490 \text{ N} \quad (121)$$

Výpočet ohybového napětí výpalku

$$W_{\text{výpalek}} \text{ je dle programu Inventor } 6\,533\text{ mm}^3 \quad (122)$$

$$\tau_{\text{výpalek}} = \frac{M_{\text{výpalek}}}{W_{\text{výpalek}}} \quad (123)$$

$$\tau_{\text{výpalek}} = \frac{L_{\text{výpalek}} \cdot F_{\text{výpalek}}}{W_{\text{výpalek}}} \quad (124)$$

$$\tau_{\text{výpalek}} = \frac{70 \cdot 450}{34\,133} \quad (125)$$

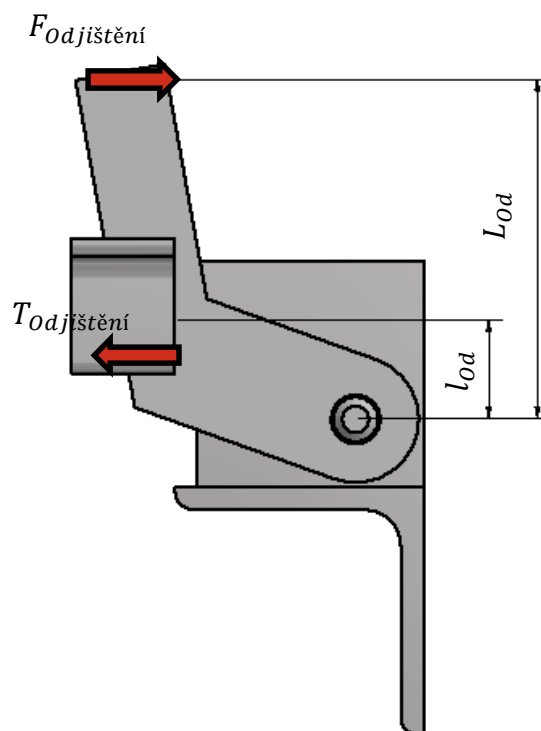
$$\tau_{\text{výpalek}} = 4,8\text{ Mpa} \quad (126)$$



Obrázek 9-20 Ohyb výpalku

9.9 Výpočet síly nutné k odjištění mechanismu

Síly, které brání výpalku ve vyklopení, jsou dány jak jeho tíhou, tak i třecími odpory. Odpor při překonávání čepového tření uvažuju jako 20% celkového odporu.



Obrázek 9-21 Odjištění mechanismu

$$L_{Od} = 70 \text{ mm} \quad (127)$$

$$l_{Od} = 21 \text{ mm} \quad (128)$$

$$\sum M = 0 \quad (129)$$

$$F_{Odjištění} \cdot l_{Od} = 1,2 (T_{Výpalek} \cdot L_{Od}) \quad (130)$$

$$F_{Odjištění} = \frac{1,2 (F_{Výpalek} \cdot \mu_{Ocel/Ocel} \cdot L_{Od})}{l_{Od}} \quad (131)$$

$$F_{Odjištění} = \frac{1,2 (490 \cdot 0,15 \cdot 21)}{70} \quad (132)$$

$$F_{Odjištění} = 26,4 \text{ N} \quad (133)$$

10 Pevnostní kontrola MKP

V předchozích kapitolách byly provedeny zjednodušené výpočty některých vybraných součástí a spojů. Obsahem této kapitoly je tedy kontrola vybraných celků za pomoci Metody konečných prvků

10.1 Kontrola korby vozíku

Jak již bylo řečeno korba je svařena z 5 plechů o různé tloušťce. Plášť korby je tvořen plechem o tloušťce 4 mm, dno má díky zvýšené námaze zvětšenou tloušťku o jeden mm.

Namáhání korby je cyklické, vše se odvíjí od jejího využití při převážení materiálu. Není pravděpodobné, že by byla korba po celou dobu své životnosti vytěžována na své provozní maximum. Dle prvotních požadavků není možné přesně říci, s jakým materiálem bude reálně manipulováno. Nelze tedy přesně dopočítat, jaké tlaky se v korbě reálně vyskytují.

Výpočet sypné hmotnosti

$$\rho_s = V_{0,8} \cdot m_{max} \quad (134)$$

$$\rho_s = 0,8 \cdot 2\,500 \quad (135)$$

$$\rho_s = 2\,000 \text{ kg/m}^3 \quad (136)$$

Výpočet sypné tíhy

$$\gamma_s = \rho_s \cdot g \quad (137)$$

$$\gamma_s = 2\,000 \cdot 9,81 \quad (138)$$

$$\gamma_s = 19\,620 \text{ kg/m}^3 \quad (139)$$

Výpočet tlaků na dně korby

$$\sigma_{Dno} = \gamma_s \cdot h \quad (140)$$

$$\sigma_{Dno} = 19\,620 \cdot 0,9 \quad (141)$$

$$\sigma_{Dno} = 17\,658 \text{ Pa} \quad (142)$$

$$\sigma_{Dno} = 0,018 \text{ MPa} \quad (143)$$

Odhad úhlu vnitřního tření

Pro účely kontroly tloušťky korby, volím materiál střední flowability, se sypným úhlem mezi 30 a 45°

$$\varphi = \tan^{-1}(0,9 \cdot \tan \psi_s) \quad (144)$$

$$\varphi = \tan^{-1}(0,9 \cdot \tan 37) \quad (145)$$

$$\varphi = 34,15^\circ \quad (146)$$

Koeficient sypnosti

$$k = \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi} \quad (147)$$

$$k = \frac{1 - \sin 34,15^\circ}{1 + \sin 34,15^\circ} \quad (148)$$

$$k = 0,28$$

Výpočet maximálního tlaku na bok korby

$$\sigma_{Bok} = \gamma_s \cdot h \cdot k \quad (150)$$

$$\sigma_{Bok} = 19\,620 \cdot 0,9 \cdot 0,28 \quad (151)$$

$$\sigma_{Bok} = 4\,944 \text{ Pa} \quad (152)$$

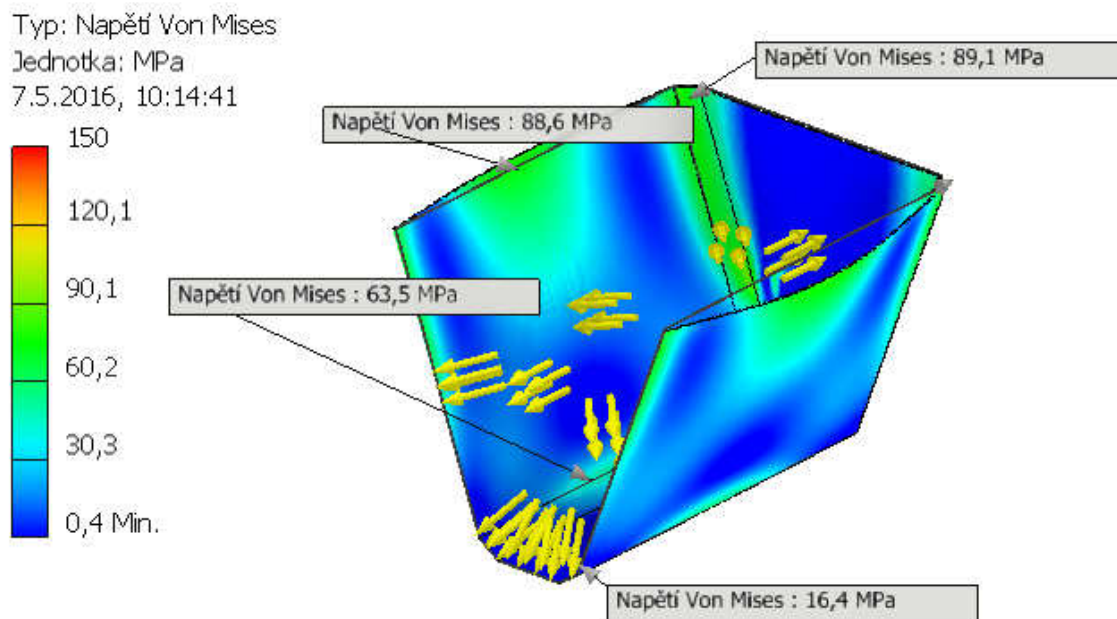
$$\sigma_{Bok} = 0,005 \text{ MPa} \quad (153)$$

Tlak materiálu na bok korby je závislý na výšce, ve kterém je měřen. Vypočtený maximální tlak na dno bude pouze v nejspodnější části bočního plechu.

Obrázek 9-1 ukazuje zeleně vyznačená místa, ve kterých dochází k největšímu namáhání a taky maximální hodnotu napětí plechů. Pro účely simulace byly plechy zatíženy konstantním maximálním tlakem po celé jejich ploše. Toto zatížení není reálné a bylo zvoleno jen díky tomu, že by bylo simulačně velice složité vytvořit takto umístěné spojitě zatížené boční plechy. Vrchní místa, kde došlo k maximálnímu napětí ve skutečnosti namáhány nebudou, protože tlak, který je namáhá, závisí na výšce nasypného materiálu nad nimi. Ta je v těchto místech minimální.

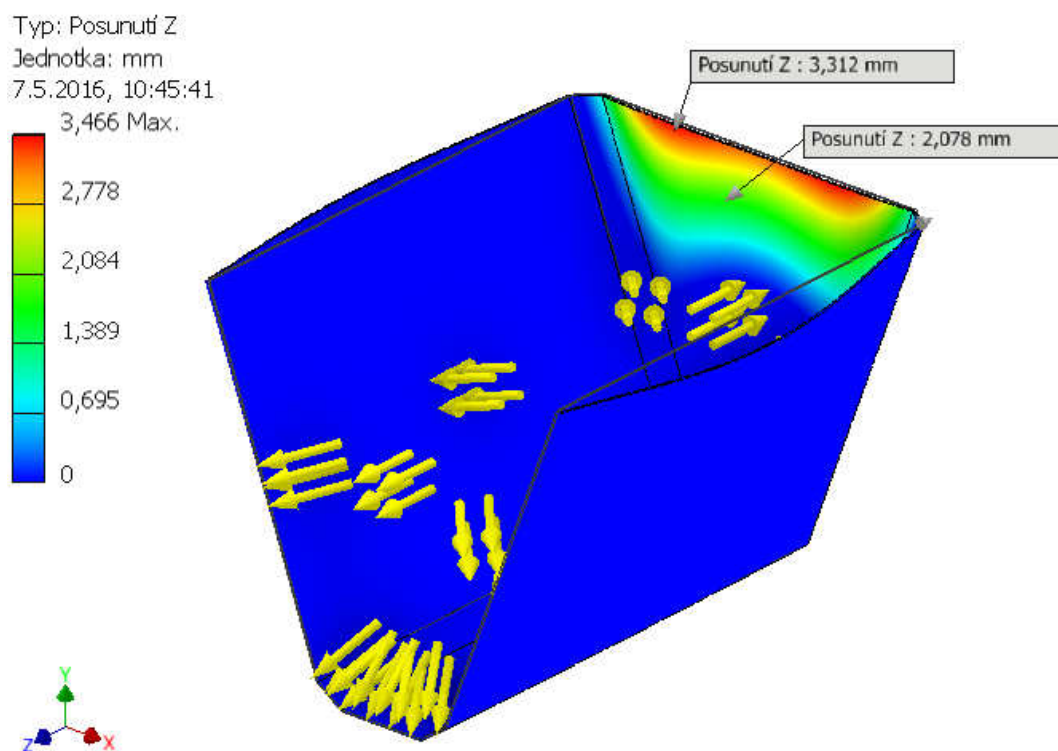
Průřez, ve kterém lze očekávat maximální napětí a případnou poruchu se nachází na dně korby. Jak svislý tak podélný tlak zde nabývají maximálních hodnot. Maximální napětí bylo stanoveno programem Inventor na 63,5 MPa.

Maximální napětí



Obrázek 10-1 MKP korba napětí

Posunutí ve směru hrazdy

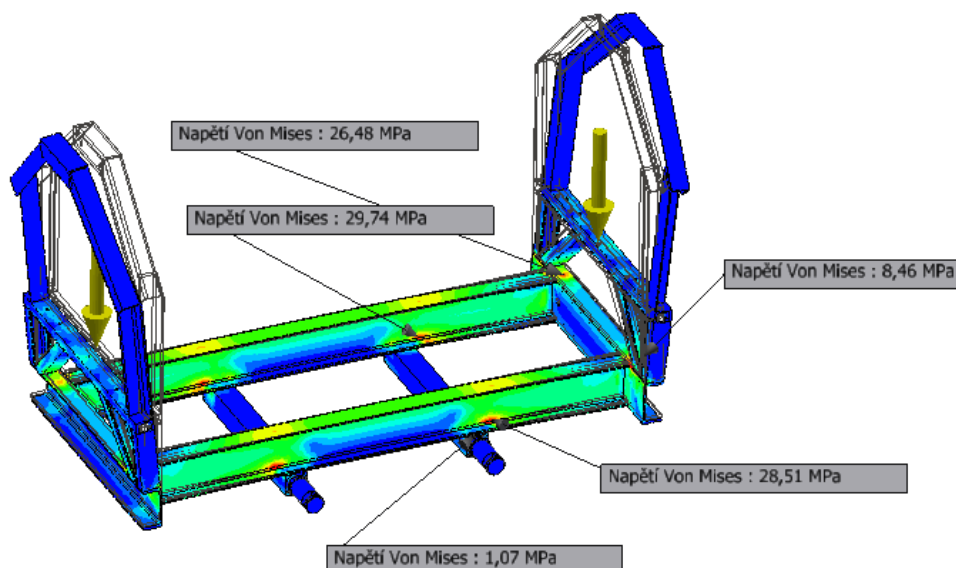


Obrázek 10-2 MKP korba průhyb

10.2 Kontrola podvozku vozíku

Rám podvozku je složen z běžně dostupných konstrukčních profilů. Zatížení rámu je dáno jak tíhou převáženého materiálu, tak i silami vznikajícími při důlní přepravě.

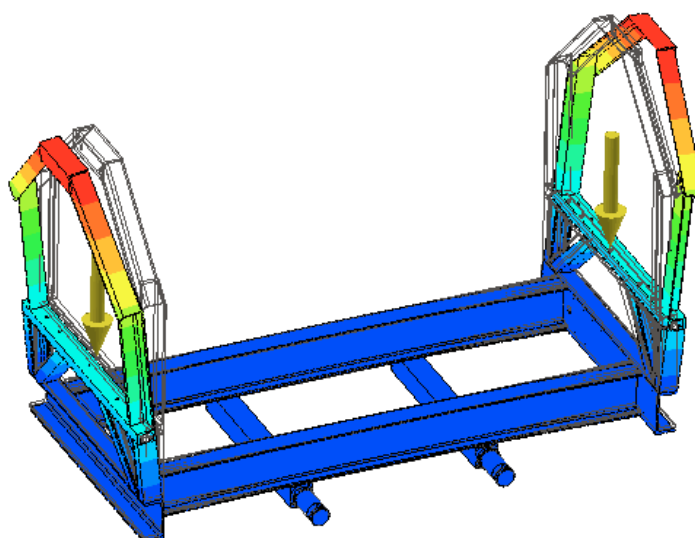
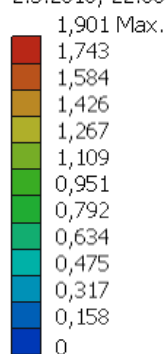
Maximální napětí **30 MPa**



Obrázek 10-3 MKP podvozek napětí

Maximální průhyb **2 mm**

Typ: Posunutí Z
Jednotka: mm
2.5.2016, 22:08:41



Obrázek 10-4 MKP korba průhyb

11 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout vozík, včetně výklopného mechanismu, pro dopravu sypkého materiálu o objemu korby $0,8 \text{ m}^3$ a nosnosti 2,5 t.

Výsledná varianta vozíku obsahuje svařovanou korbu složenou z 5 plechů o různé tloušťce. Podvozek je tvořen dvěma nápravami, na kterých jsou usazena kola o průměru 300 mm. Na krajích vozíku jsou umístěny hrazdy, které slouží jako pojezdová plocha výklopného mechanismu spolu s oky pro spojovací řetěz a nárazníky.

Na vozíku je umístěn valivý mechanismus, který umožňuje plné vyklopení korby i při stížených provozních podmínkách. Maximální sypný úhel korby je dle prvotních požadavků 20° . Přičení valivého mechanismu je pojištěno čepy umístěnými na pojezdovém profilu hrazdy. Konstrukce čepu je zhotovena tak, aby bylo možné korbu kdykoliv vyklopit i přes pojistné osazení a to díky zkosení čepu, které je nižší než tečný úhel cykloidy v daném místě.

Součástí vozíku jsou také dva pojistné zámky, které zabraňují nechtěnému vyklopení při přepravě. Princip zámku je shodný se zámky užívanými na lanových drahách. Excentricky umístěná deska zapadá do prostoru na čele korby. Odjištění mechanismu je provedeno jednoduchým tahem. Tyto zámky jsou umístěny na vyvýšené konstrukci, v přirozeném dosahu paží pracovníka.

Součástí diplomové práce je i experimentální měření velikosti síly člověka. Byl proveden pokus, který spočíval v natahování lana umístěného na pevnou konstrukci a osazeného tenzometrem. Výsledky potvrdily běžnou konstrukční praxi. Síla, kterou může pracovník korbu urychlovat, se bude pohybovat mezi 300 až 350 N. Vše v závislosti na tělesné konstrukci a momentálním stavu.

Namáhání vozíku v průběhu jeho životnosti bude dáno, jak tíhou materiálu, kterou bude převážet, tak také i provozními a dalšími vlivy. Z tohoto důvodu byla je výpočtech volena poněkud vyšší bezpečnost, tak aby nedošlo k předčasné poruše nebo nefunkčnosti mechanismu.

12 Seznam použité literatury

- [1] Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava. *Dopravní a manipulační zařízení* [online] [cit. 2016 – 05 – 10]. Dostupné z WWW: <
http://www.342.vsb.cz/pol25/Polak_DaMZ_1_NP.pdf>
- [2] HRUDIČKOVÁ, Milena. *Ergonomie I* [online] 2007 [cit. 2015-11-20]. Dostupné z
WWW:<http://vyuka.fs.vsb.cz/mod/resource/view.php?id=2441>
- [3] MyLargescale. The 1/6th scale mine car project. *MyLargescale*. [online]. 16.5.2016 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://forums.mylargescale.com/15-model-making/21310-1-6th-scale-mine-car-project.html>
- [4] www.LANOVEDRAHY.cz. Černý Důl – Kunčice nad Labem
04.06.2010. *Youtube*. [online]. 16.5.2016 [cit. 2016-05-16]. Dostupné
z:<https://www.youtube.com/watch?v=UEb9jVoY9aY>>
- [5] MORAVEC, V., PIŠŤÁČEK, D., *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Skripta VŠB – TU Ostrava, 2011, ISBN 978 – 80 – 248 – 2522 – 9.
- [6] Savona Equipment. Savona Equipment. *Savona Equipment LTD*. [online]. 16.5.2016 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://www.savonaequipment.com/>
- [7] KALÁB, K. Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978 - 80 – 248 – 1290 – 8.
- [8] Feron a.s.. Feron a.s. – velkoobchod hutním materiálem. *Feron*. [online]. 16.5.2016 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z:<http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php>
- [9] SKF. SKF. *SKF Group*. [online]. 16.5.2016 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/actuation-systems/linear-actuators.htm>
- [10] Mining086 [online] 2016 [cit. 2016 – 05 – 10]. Dostupné z WWW:
<<http://www.mining086.com>>